

Gustavo Portella Montagner

**UM ESTUDO DA APLICAÇÃO DE CICLOS TRANSCRÍTICOS DE CO₂ EM
SISTEMAS COMERCIAIS DE REFRIGERAÇÃO**

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Cláudio Melo, Ph.D

Florianópolis
2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Montagner, Gustavo Portella

Um estudo da aplicação de ciclos transcíticos de CO₂ em
sistemas comerciais de refrigeração / Gustavo Portella
Montagner ; orientador, Cláudio Melo - Florianópolis, SC,
2013.

318 p.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. dióxido de carbono. 3. CO₂. 4.
ciclos de refrigeração. 5. ciclo transcítico. I. Melo,
Cláudio. II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**UM ESTUDO DA APLICAÇÃO DE CICLOS TRANSCRÍTICOS DE CO₂
EM SISTEMAS COMERCIAIS DE REFRIGERAÇÃO**

GUSTAVO PORTELLA MONTAGNER

Esta tese foi julgada adequada para obtenção do título de

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

área de concentração em Engenharia e Ciências Térmicas

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Orientador

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng. - Coord. de Curso

Banca Examinadora

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Presidente

Prof. José Roberto Simões Moreira, Ph.D. - Relator

Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, Ph.D.

Prof. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr.Eng.

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.

Agradecimentos

A meus pais e minhas irmãs, pelo incentivo aos meus estudos e pelo apoio nos momentos difíceis e desestimulantes deste caminho. À Thaís que, além do carinho e do apoio, sempre soube contornar as dificuldades a que fomos submetidos nesta nova fase.

Ao Professor Cláudio Melo, pela orientação e conselhos que me estimularam ao longo do desenvolvimento deste trabalho e também pela confiança na execução de diversas outras atividades complementares que enriqueceram meu desenvolvimento.

Aos amigos do POLO, Dr.Eng. Joaquim Gonçalves e Eng. Luís Torquato, pelas conversas empolgadas que permitiram decisões importantes no desenvolvimento do estudo. Bem como Moisés Marcelino, Dalton Bertoldi, Pedro Oliveira, Evandro Lange, Rodrigo Kremer, João Schreiner, Joel Boeng e Paula Pereira pelos momentos de descontração tão necessários. Aos alunos de graduação e técnicos que, de diferentes formas, contribuíram neste trabalho, em especial, aos alunos de iniciação científica, David Bortolotto, Beatriz Mibach, Diogo Gernhardt e Bruno Yuji, pelo esmero no trabalho junto à bancada experimental.

À banca examinadora, pela contribuição no minucioso exame deste trabalho.

À Embraco, por me oferecer o estudo de um tema atual e de real importância além do financiamento do projeto.

Por fim, agradeço à Universidade Federal de Santa Catarina e ao Departamento de Engenharia Mecânica por proporcionarem um curso de alta qualidade e de reconhecimento internacional. E ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq – pelo fomento da bolsa de estudo durante o período.

“A mente que se expande com uma nova ideia
nunca retorna ao seu tamanho original.”

Albert Einstein

Resumo

A preocupação ambiental aliada às restrições impostas por agências regulatórias têm incentivado a utilização de fluidos refrigerantes naturais como alternativas aos fluidos sintéticos CFC, HCFC e HFC em sistemas de refrigeração. Dentre as opções existentes, o dióxido de carbono (CO_2 – R744) é um fluido bastante promissor porque as suas propriedades termofísicas favorecem o uso em sistemas de refrigeração, além de ser um fluido ambientalmente amigável e relativamente seguro. Os sistemas de refrigeração que utilizam o CO_2 como fluido refrigerante apresentam algumas particularidades que os distinguem dos sistemas que usam fluidos convencionais. Para que esses sistemas se tornem alternativas técnica, ecológica e economicamente viáveis, os requisitos de custo e desempenho devem ser compatíveis aos sistemas atuais. Para tanto, é necessário entender as particularidades da aplicação desse fluido e os seus efeitos sobre a operacionalidade do sistema. Desse modo, neste trabalho foram compiladas informações sobre a aplicação de CO_2 em sistemas de refrigeração para subsidiar o desenvolvimento de produtos com baixo impacto ambiental e com desempenho e custo competitivos. Além disso, explorou-se o desempenho do ciclo padrão de refrigeração em condição transcritical para melhor compreender os efeitos da temperatura ambiente, da carga térmica e do trocador de calor interno. Adicionalmente, foram examinadas técnicas para controlar de forma individual ou simultânea os parâmetros superaquecimento, pressão de descarga e pressão intermediária. As análises foram realizadas em uma bancada experimental, projetada e construída especificamente para este estudo, que permite a montagem de diferentes configurações de ciclo. O estudo foi complementado com uma análise matemática para facilitar o entendimento de diversos fenômenos que ocorrem nos componentes do sistema. Os ensaios experimentais permitiram concluir que o trocador de calor interno proporciona um aumento de 30% no desempenho do sistema. Sob condições variáveis de temperatura ambiente, o tubo capilar origina uma variação significativa do superaquecimento, mas proporciona um eficiente mecanismo de ajuste passivo da pressão de descarga. A válvula termostática, por outro lado, mantém o superaquecimento reduzido, mas afasta a pressão de descarga do valor ideal. Por sua vez, a configuração com dupla expansão garante o controle simultâneo do superaquecimento e da pressão de descarga. As três configurações apresentaram COPs semelhantes. Por fim, a configuração com extração de vapor reduz a temperatura de descarga, mas penaliza o COP devido a redução da capacidade de refrigeração em função da redução da vazão mássica circulante no evaporador.

Abstract

Environmental concern along with restrictions imposed by regulatory agencies have stimulated the use of natural fluids in cooling systems as an alternative to synthetic refrigerants, namely, CFC HCFC and HFC currently in use. As one of the options, carbon dioxide (CO₂, R-744) stands out as a promising candidate due to its favorable physical properties, safety aspects and environmentally friendly characteristics. Cooling systems using CO₂ as refrigerant have certain characteristics which distinguish them from systems that use conventional fluids. In order for these systems to become technically, environmentally and economically feasible alternatives, their cost and performance must be compatible with the requirements of current systems. Therefore, understanding the peculiarities of CO₂ application and its effects on the overall operation of such systems is vital. Thus, this study brings a compilation of data on the application of CO₂ in refrigeration systems to support the development of low environmental impact products which are competitive both in performance and cost. Furthermore, the performance of standard refrigeration cycle in transcritical condition was explored so that the effects of ambient temperature, the thermal load and the internal heat exchanger, on the system, could be better understood. Additionally, some techniques were examined to individually or simultaneously control some key parameters such as superheating, discharge pressure and intermediate pressure. The analyses were carried out on a research bench, designed and built specifically for this study, which allows the assembly of different cycle configurations. The study was complemented with a mathematical analysis to assist the understanding of several phenomena that occur in the system components. The experimental tests results showed that the internal heat exchanger provides a 30% increase in the overall performance of the system. Under variable ambient temperature conditions, the capillary tube causes a significant variation of superheating in the evaporator but it provides an efficient passive adjustment behaviour in the discharge pressure, taking it to the ideal value. Conversely, the thermostatic valve maintains the superheating reduced although imposing a deviation of the discharge pressure from the ideal value. In turn, the configuration with double expansion ensures the simultaneous control of superheating and discharge pressure. Nevertheless, the three setups showed similar COPs. Finally, the configuration with vapor extraction decreases the discharge temperature but penalizes the COP due to the reduction of cooling capacity as a result of the reduction of the mass flow circulating through the evaporator.

Sumário

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

i

1 INTRODUÇÃO

1

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO ESTUDO

1

1.2 OBJETIVOS

5

1.3 METODOLOGIA

6

1.4 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO

7

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

9

2.1 ASPECTOS HISTÓRICOS E AMBIENTAIS

9

2.2 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO CO₂

14

2.3 CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DE SISTEMAS DE CO₂

23

2.3.1 CICLO TRANSCRÍTICO DE REFRIGERAÇÃO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

24

2.3.2 CONTROLE DA PRESSÃO DE DESCARGA

30

2.3.3 PROCESSO DE EXPANSÃO

37

2.3.3.1 Expansão isentálpica

37

2.3.3.2 Redução das perdas no processo de expansão

39

2.3.4 TROCADOR DE CALOR INTERNO

44

2.3.5 TRANSFERÊNCIA DE CALOR NOS TROCADORES

49

2.3.5.1 Fluido bifásico

49

2.3.5.2 Fluido supercrítico

59

2.3.6 PROCESSO DE COMPRESSÃO

64

2.4 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO ALTERNATIVOS PARA SISTEMAS DE CO₂

68

2.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

74

2.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

78

3 ABORDAGEM EXPERIMENTAL **81**

3.1	APARATO EXPERIMENTAL	81
3.1.1	COMPONENTES E CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS	81
3.1.2	INSTRUMENTAÇÃO E INCERTEZA DE MEDIÇÃO	87
3.2	ANÁLISE EXPERIMENTAL PRELIMINAR	90
3.2.1	PERÍODO DE ESTABILIZAÇÃO	91
3.2.2	RETORNO DE ÓLEO	93
3.2.3	CRITÉRIO DE REGIME PERMANENTE	96
3.2.4	REPETITIVIDADE NO AJUSTE DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	97
3.2.5	REPETITIVIDADE NO PROCESSO DE CARGA DE REFRIGERANTE	101
3.2.6	BALANÇO DE ENERGIA NOS TROCADORES DE CALOR	102
3.2.7	OPERAÇÃO: EFEITOS DA PRESSÃO DE DESCARGA E DO SUPERAQUECIMENTO	108

4 MODELAGEM FÍSICA **113**

4.1	CARACTERIZAÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA	113
4.1.1	COMPRESSOR	114
4.1.2	DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	122
4.1.3	PRESSÃO DE DESCARGA	129
4.1.4	TROCADORES DE CALOR PRINCIPAIS (EVAPORADOR E GAS COOLER)	137
4.1.5	TROCADOR DE CALOR INTERNO	146
4.1.6	LINHA DE DESCARGA	152
4.2	MODELAGEM DO APARATO EXPERIMENTAL	155

5 ARQUITETURAS DE CICLO **163**

5.1	PROCEDIMENTO DE ANÁLISE	163
5.2	CICLO PADRÃO E CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA	164
5.2.1	CICLO PADRÃO COM TROCADOR DE CALOR INTERNO	164
5.2.2	CICLO PADRÃO SEM TROCADOR DE CALOR INTERNO	184
5.2.3	EFEITO DO TROCADOR DE CALOR INTERNO NO SISTEMA	191
5.3	ARQUITETURAS ALTERNATIVAS E CONDIÇÕES VARIÁVEIS DE OPERAÇÃO	195
5.3.1	EXPANSÃO FIXA, EXPANSÃO VARIÁVEL E CONTROLE DA PRESSÃO DE DESCARGA	196
5.3.2	EXTRAÇÃO DE VAPOR	220

5.4	PROJEÇÕES ATRAVÉS DO MODELO MATEMÁTICO	225
5.4.1	INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO NOS TROCADORES DE CALOR	225
5.4.2	UTILIZAÇÃO DE COMPRESSOR DE CAPACIDADE VARIÁVEL	229

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 231

6.1	CONCLUSÕES	231
6.2	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	233

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 235

APÊNDICE A.	Trocadores de calor do tipo microcanal	251
APÊNDICE B.	Influência do óleo lubrificante na transferência de calor e na perda de carga nos trocadores de calor	255
APÊNDICE C.	Especificação dos componentes do aparato experimental	263
APÊNDICE D.	Incerteza de medição experimental	269
APÊNDICE E.	Análise de erro associado aos parâmetros de cálculo das taxas de transferência de calor no evaporador e no <i>gas cooler</i>	291
APÊNDICE F.	Análise de correlações para estimar os coeficientes de transferência de calor e perda de carga para CO ₂	301
APÊNDICE G.	Trabalhos publicados	317

Lista de Abreviaturas e Símbolos

Abreviaturas e Acrônimos

BIAS	Tendência (estatística)	
CAP	Tubo capilar	
CFC	Cloro-fluorcarbono	
COMP	Compressor	
DEX	Dispositivo de expansão	
DM	Desvio médio (estatística)	
ERE	Efeito refrigerante específico	J/kg
EV	Evaporador	
GC	Gas cooler	
GHG	Green house gases	
GWP	Global Warming Potential	
HBP	High back pressure	
HCFC	Hidro-clorofluorcarbono	
HFC	Hidro-fluorcarbono	
iHX	Trocador de calor interno	
LBP	Low back pressure	
MA	Média absoluta (estatística)	
MBP	Medium back pressure	
ODP	Ozone Depletion Power	
PE	Condição na câmara intermediária do DEX	
rot	Rotação	rpm
SD	Desvio padrão (estatística)	
TEWI	Total equivalent warming impact	
W _c	Potência de compressão	W
WE	Trabalho específico de compressão	J/kg

Símbolos Romanos

A	Área	m^2
\dot{C}	Taxa de capacidade térmica	W/K
Cp	Calor específico a pressão constante	J/kg·K
D	Diâmetro	M
f	Fator de atrito	
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
\dot{G}	Fluxo de massa	$Kg/m^2 \cdot s$
h	Entalpia específica	J/kg
k	Condutividade térmica	W/m·K
L	Comprimento	M
m	Massa	Kg
\dot{m}	Vazão mássica	Kg/h
P	Pressão	bar ou Pa
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
R	Constante de proporcionalidade dos gases	$Pa \cdot m^3/kg \cdot K$
s	Entropia específica	J/kg·K
t	Espessura	M
T	Temperatura	°C
U	Coefficiente global de transferência de calor	$W/m^2 \cdot K$
UA	Condutância térmica global	W/K
v	Volume específico	m^3/kg
V	Volume	m^3
\dot{V}	Vazão volumétrica	m^3/h
vel	Velocidade	m/s
x	Título	

Símbolos Gregos

α	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W/m^2 \cdot K$
Δ	Variação	
ε	Efetividade ou eficiência	
η_g	Rendimento global do compressor	
η_v	Rendimento volumétrico do compressor	
ii		

μ	Viscosidade dinâmica	kg/m·s
ρ	Densidade	Kg/m ³
σ	Tensão superficial	N/m
φ	Coeficiente de distribuição de carga de refrigerante	

Sub-índices

amb	Ambiente
b	Região central do escoamento interno
C	Fluido refrigerante
comp	Compressor
desc	Descarga do compressor
ev	Evaporador
eq	Equivalente
dex	Dispositivo de expansão
gc	Gas cooler
H	Fluido secundário
hx	Trocador de calor
in	Entrada do volume de controle
ihx	Trocador de calor interno
L	Líquido
LV	Líquido-vapor
max	Máximo
min	Mínimo
out	Saída do volume de controle
ps	Condição pseudocrítica
s	Isentrópico
suc	Sucção do compressor
v	Vapor
w	Referência de parede num escoamento interno

Agrupamentos adimensionais

Bo	Número de Bond	$Bo = \frac{\rho g L^2}{\sigma}$
Nu	Número de Nusselt	$Nu = \frac{\alpha D}{k}$
Pr	Número de Prandtl	$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$
Re	Número de Reynolds	$Re = \frac{\rho vel D}{\mu}$

Capítulo I

INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentada a contextualização do estudo como forma de facilitar o entendimento do problema abordado, da metodologia adotada e dos objetivos estabelecidos.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO ESTUDO

No período de 1950 a 2011 a população mundial aumentou de 2,5 bilhões para 7 bilhões de pessoas e a expectativa é que a marca de 10 bilhões de pessoas seja atingida em 2100 (Figura 1.1).

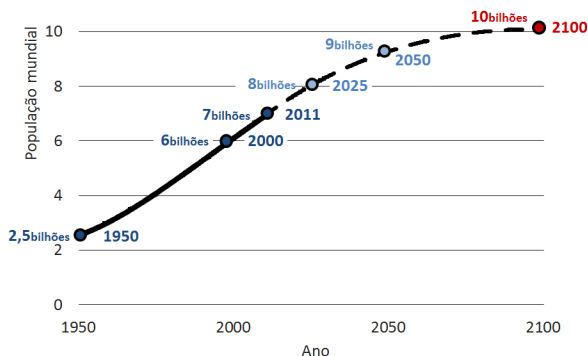


Figura 1.1 – Crescimento populacional mundial (UN, 2011)

Esta tendência gera grandes desafios, entre eles o de alimentar apropriadamente a população com um reduzido impacto sobre o meio ambiente. O inevitável aumento da produção de alimentos pode ser alcançado através do investimento em técnicas de aumento de produtividade além da expansão das áreas cultivadas, mesmo que estas sejam inconvenientemente situadas em regiões distantes dos mercados consumidores. Os alimentos devem então ser armazenados, transportados e distribuídos mantendo mínima a perda de qualidade para evitar desperdícios que não podem mais ser tolerados.

Nesta cadeia de produção e distribuição de alimento, diversas técnicas podem ser aplicadas para evitar a presença de agentes patogênicos e manter a sua aparência natural. Como exemplos pode-se citar a radiação ionizante, os conservantes químicos e biológicos, as embalagens com atmosfera

modificada e o frio (ZHOU *et al.*, 2010). Destas, o uso do frio através do resfriamento e do congelamento pode ser considerada a técnica que menos afeta as propriedades organolépticas dos alimentos, preservando tanto o sabor como as propriedades nutricionais ao longo da cadeia de distribuição. O efeito do frio se dá sobre o crescimento microbiano que cessa quando certos limites de temperatura são atingidos (LORENTZEN, 1978).

O frio é utilizado para conservar alimentos há séculos. Inicialmente, o frio era obtido através de blocos de gelo coletados na natureza e, após 1834 por advento da criação da máquina de refrigeração por Jacob Perkins, o frio passou a ser obtido de maneira artificial tanto através de sistemas de refrigeração por compressão mecânica como térmica de vapor (GOSNEY, 1982). Hoje pode-se obter frio através de diversos processos, todos com características distintas. Como exemplos pode-se citar a compressão mecânica e térmica de vapor; os ciclos Stirling e a ar; e também os sistemas termoelétrico e termoacústico. Devido a características construtivas e operacionais mais favoráveis, os sistemas de compressão mecânica de vapor são os de uso mais difundido, podendo ser encontrados tanto em refrigeradores domésticos como em grandes instalações industriais (TASSOU *et al.*, 2010).

Os processos de resfriamento e congelamento de alimentos são relativamente simples e economicamente viáveis quando aplicados em grandes centros de processamento e estocagem. O maior desafio, no entanto, é garantir a qualidade dos alimentos com um mínimo impacto ambiental nos pequenos sistemas comerciais de refrigeração e nos sistemas domésticos, já no extremo da cadeia de distribuição. Os sistemas comerciais, em particular, representam uma parcela significativa do impacto sobre o meio ambiente da cadeia de produção e distribuição de alimentos pois existem em grande número, possuem um consumo de energia relativamente alto e utilizam fluidos refrigerantes nocivos ao meio ambiente.

O cuidado com o meio ambiente tem se tornado cada vez maior em face à maior percepção aos desequilíbrios climáticos observados na atualidade. Diversas teorias buscam explicar tais desequilíbrios, dentre elas o aquecimento do planeta Terra figura entre as causas mais prováveis (IPCC, 2007). A Figura 1.2 mostra a evolução da temperatura média anual do planeta entre os anos de 1860 à 2000. Observa-se que a temperatura média ao longo de 140 anos é de 15,08°C e que a média anual sofreu um aumento de 1,1°C no período sendo que, deste aumento, 0,8°C ocorreu nos últimos 40 anos, período caracterizado pela intensificação dos processos de urbanização e industrialização e coincidente com o padrão demográfico ilustrado na Figura 1.1 (CALM, 2008; UNEP, 2009a).

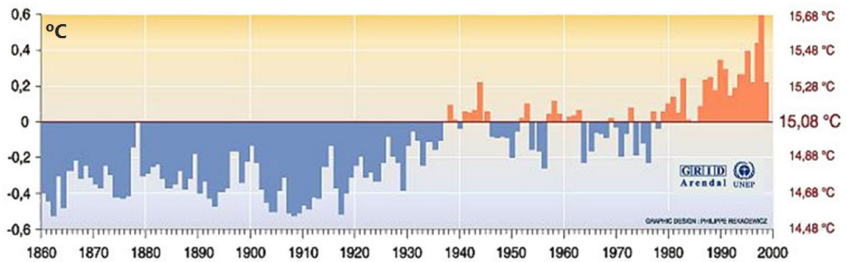


Figura 1.2 – Temperatura média global (UNEP, 2009a)

A ação humana sobre o processo de degradação do meio ambiente se dá através da produção e liberação de certas substâncias chamadas de gases de efeito estufa (GHG - *Green House Gases*). Estes gases, quando em excesso, impedem a passagem da radiação infravermelha emitida pelo globo terrestre elevando assim a temperatura do planeta. A Tabela 1.1 relaciona alguns gases de efeito estufa juntamente com as respectivas fontes principais de emissão e potencial de efeito estufa (GWP – *Global Warming Potencial*). O índice GWP relaciona o potencial de aquecimento de um fluido em relação à emissão de dióxido de carbono (CO_2) ao longo de um período de 100 anos. Por exemplo, o metano possui um potencial de aquecimento 21 vezes superior ao CO_2 , o que significa que 1kg de metano liberado no meio ambiente provoca o mesmo impacto que 21kg de CO_2 .

O impacto dos sistemas de refrigeração sobre o ambiente se dá tanto de forma direta como indireta. O efeito direto deve-se à ação do fluido refrigerante sobre a atmosfera em decorrência de vazamentos ou operações de manutenção. Por sua vez, o efeito indireto deve-se à emissão de CO_2 e CH_4 durante o processo de geração da energia elétrica usada nos sistemas de refrigeração. Logo, os critérios de seleção de fluidos refrigerantes e dos níveis de consumo de energia dos sistemas de refrigeração têm se tornado cada vez mais rígidos de forma a minimizar o impacto sobre o ambiente.

Diferentes ações têm sido propostas para produzir sistemas com menor impacto ambiental, entre elas o uso de novas tecnologias de refrigeração e de fluidos refrigerantes naturais. No entanto, na maioria dos casos, as tecnologias alternativas são ainda inviáveis por possuírem altos custos de desenvolvimento e produção além de baixos níveis de eficiência energética. Assim, apesar de eliminar os efeitos diretos pela não utilização de substâncias nocivas ao meio ambiente, as tecnologias alternativas ampliam os efeitos indiretos o que restringe a sua utilização. Existem também tecnologias que utilizam o ar e o vapor d'água como fluido de trabalho, mas com rígidas

limitações que restringem a aplicação destes sistemas a nichos bastante específicos (PEARSON, 2005).

Tabela 1.1 – Gases de efeito estufa (UNEP, 2009b)

Gás	Fonte de emissão	GWP₁₀₀
Dióxido de Carbono (CO ₂)	Queima de combustível fóssil, produção de cimento, desmatamento seguido de queimadas	1
Metano (CH ₄)	Queima de combustível fóssil, pecuária (ruminar bovino) e decomposição anaeróbica da matéria orgânica (cultivo de arroz e lixões)	21
Óxido Nitroso (N ₂ O)	Produção de fertilizantes, subproduto em processos industriais	310
R134a (HFC)	Fluido refrigerante usado em refrigeração doméstica (refrigeradores, freezers e condicionadores de ar)	1300
R22 (HCFC)	Fluido refrigerante usado em refrigeração comercial (balcão frigorífico, sistema central em supermercados)	1700
R23 (HFC)	Subproduto da fabricação do R22 e do Teflon®. Fabricação de semicondutores e extintores de incêndio	12000

Existem ainda estudos que propõem a continuidade do uso do ciclo Evans-Perkins utilizando fluidos com baixo impacto sobre o meio ambiente. Fluidos como o R134a (HFC) e o R22 (HCFC), têm sido substituídos por substâncias naturais como o R600a (HC - isobutano), o R290 (HC - propano) e a amônia (NH₃, R717). Contudo, algumas características desses fluidos, como inflamabilidade e toxidez, ainda causam reações negativas na sociedade. Neste contexto, o dióxido de carbono (CO₂, R744) torna-se um candidato em potencial, já que é uma substância natural, estável, atóxica, não inflamável e com GWP reduzido (KIM *et al.*, 2004). Considerando as opções disponíveis, o CO₂ é o único fluido que pode ser aplicado tanto em equipamentos de refrigeração doméstica, comercial e industrial como em sistemas de condicionamento de ar automotivo (PEARSON, 2005). Além disso, o custo do CO₂ é relativamente baixo por ser subproduto de diversos processos industriais (ASHRAE, 2009). No entanto, a aplicação de CO₂ em sistemas de refrigeração ainda é limitada em alguns nichos de mercado onde a eficiência

energética, sob determinadas condições de operação, ainda é baixa. Para contornar essa situação é importante que as características operacionais do CO₂ sejam conhecidas em detalhes e consideradas no projeto do sistema de refrigeração.

Sistemas de refrigeração que utilizam CO₂ como fluido refrigerante apresentam algumas particularidades tais como a operação transcítica, a grande variação das propriedades termofísicas e o forte efeito da pressão de descarga sobre o desempenho do sistema. Esses sistemas devem, portanto, considerar estas características para garantir um elevado desempenho mesmo em condições adversas de carga térmica e temperatura ambiente. A literatura mostra que ganhos expressivos podem ser obtidos através de alterações no sistema convencional de CO₂ como, por exemplo, a introdução de um controle ativo da pressão de descarga, a substituição do processo convencional de expansão por processos com recuperação de energia e a utilização de trocador de calor interno (ROBINSON e GROLL, 1998; HAUF, 1999 e CHEN e GU, 2005). Ganhos de eficiência ainda maiores podem ser obtidos através de modificações no ciclo de refrigeração e não simplesmente através de melhoramentos pontuais nos componentes (CECCHINATO *et al.*, 2008; CABELLO *et al.*, 2008; CHO *et al.*, 2009 e APREA e MAIORINO, 2009). Devido às restrições tecnológicas e financeiras relacionadas ao desenvolvimento de novos componentes, torna-se mais atrativo introduzir modificações no ciclo de refrigeração com base em componentes simples e disponíveis no mercado.

1.2 OBJETIVOS

Para que os sistemas de refrigeração com CO₂ tornem-se técnica, ecológica e economicamente viáveis, deve-se buscar soluções com custo e desempenho compatíveis com os sistemas atuais. Para tanto, torna-se necessário entender as particularidades de tais sistemas como, por exemplo, (i) a operação transcítica; (ii) a forte variação das propriedades termodinâmicas e físicas; (iii) o efeito da pressão de alta e (iv) as perdas no processo de expansão.

Desse modo, o presente trabalho se propõe a compilar as informações existentes sobre o uso do CO₂ em sistemas de refrigeração para dar suporte ao desenvolvimento de produtos com baixo impacto ambiental e com desempenho e custo competitivos. Além disso, pretende-se explorar novas arquiteturas de ciclo de refrigeração para aumentar a eficiência energética desses sistemas.

Existem vários trabalhos na literatura com foco no estudo de ciclos de refrigeração para aplicações de maior porte nas quais o CO₂ já é utilizado com algumas vantagens. Nesse caso, ciclos com expansão e compressão fracionadas e ciclos cascata com reservatórios de grande capacidade e válvulas eletrônicas são frequentemente empregados. No entanto, tais abordagens são impraticáveis para o setor de refrigeração comercial leve¹, foco do presente trabalho. Nesse setor existem grandes limitações de espaço para montagem dos componentes, de custos e de pessoal especializado em manutenção o que impossibilita a adoção de alternativas tecnologicamente complexas e de alto custo. A solução recai na otimização do ciclo padrão de refrigeração e na implementação de pequenas modificações neste ciclo de forma a adequá-lo às características operacionais do CO₂.

Portanto, especificamente, esse estudo pretende analisar o desempenho do ciclo padrão de refrigeração em condição transcítica para melhor compreender os efeitos da operação sob condições variáveis de temperatura ambiente e carga térmica. Além disso, pretende-se explorar técnicas para controlar simultaneamente as pressões e o superaquecimento do sistema, independentemente da variação nas condições de operação. Finalmente, pretende-se explorar duas concepções de ciclo com expansão fracionada com o intuito de melhorar a performance e o controle do sistema de CO₂.

É importante salientar que não se objetiva questionar ou emitir opinião a respeito das teorias sobre desequilíbrios climáticos e suas potenciais causas e consequências. O que o presente trabalho oferece são resultados e conclusões a respeito de uma tecnologia ainda não consolidada, proporcionando subsídios para o desenvolvimento de sistemas mais eficiente.

1.3 METODOLOGIA

A metodologia adotada consiste na análise experimental de diferentes concepções de ciclos de refrigeração para uso no setor de refrigeração comercial leve. O estudo inicia com a análise minuciosa do ciclo convencional de refrigeração em condições adversas de temperatura ambiente e carga térmica e se sucede com a análise de arquiteturas de ciclo mais complexas. O

¹ O setor Comercial Leve (*light commercial*) compreende expositores de bebida (*beverage coolers*), gabinetes para congelados (*display cabinets*) e congeladores horizontais (*chest freezers*).

efeito do trocador de calor interno, do dispositivo de expansão e da carga de refrigerante são também analisados.

Os experimentos são efetuados em uma bancada de testes projetada e construída especificamente para essa finalidade. Em linhas gerais, o aparato experimental é um circuito de refrigeração que pode ser alterado para contemplar diferentes concepções de ciclos de refrigeração. Dois circuitos secundários, um de água e outro de etileno-glicol, são utilizados para controlar as trocas de calor no *gas cooler* e no evaporador, respectivamente. O circuito é ainda dotado de uma célula de carga para controlar a quantidade de refrigerante contida no sistema.

De forma complementar às análises experimentais, desenvolveu-se um modelo matemático com o objetivo de auxiliar o entendimento dos efeitos dos diversos componentes do sistema quando operam com fluido na condição transcítica.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO

O Capítulo I – Introdução – contextualiza o estudo, mostrando a importância da refrigeração na sociedade moderna, do CO₂ nos contextos histórico e tecnológico e desse trabalho para o desenvolvimento de sistemas mais eficientes no segmento de refrigeração comercial leve;

O Capítulo II – Fundamentação Teórica e Revisão Bibliográfica – apresenta detalhes históricos da utilização dos fluidos refrigerantes, com foco no CO₂. Analisa as propriedades termofísicas do CO₂ e as peculiaridades operacionais dos sistemas que o utilizam como fluido refrigerante;

O Capítulo III – Abordagem Experimental – descreve o aparato experimental. Discute os resultados dos ensaios preliminares realizados com a bancada experimental;

O Capítulo IV – Modelagem Física – descreve os fundamentos e os resultados preliminares de cada um dos submodelos do sistema;

O Capítulo V – Arquiteturas de Ciclo – explica os ciclos investigados. Descreve o procedimento de ensaio e apresenta os resultados experimentais. Os resultados das diversas configurações são analisados, discutidos e comparados com a tendência teóricas apresentadas no capítulo IV. Os resultados do modelo matemático são também comparados com os dados experimentais;

Capítulo VI – Conclusões e Recomendações – posiciona o estudo dentro do seu planejamento inicial e indica os passos futuros.

As Referências Bibliográficas e os Apêndices aparecem no final do documento.

Capítulo II

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo discute a utilização do dióxido de carbono em sistemas de refrigeração, apresentando aspectos históricos e ambientais, descrevendo propriedades físicas e termodinâmicas e identificando características operacionais.

2.1 ASPECTOS HISTÓRICOS E AMBIENTAIS

Desde o seu início, a indústria de refrigeração sofreu restrições em relação ao fluido refrigerante empregado. Tais restrições, baseadas em aspectos de segurança e ambientais, contribuíram significativamente para a evolução dos sistemas de refrigeração.

Os primeiros fluidos refrigerantes utilizados em sistemas de refrigeração eram fluidos naturais, especificamente compostos inorgânicos tóxicos e inflamáveis. A primeira descrição de um sistema de refrigeração operando de forma cíclica ocorreu em 1834, utilizando éter como fluido refrigerante. O éter gera pressões de operação inferiores à atmosférica o que facilita a penetração de ar no circuito e, eventualmente, a formação de uma mistura altamente explosiva. Por volta de 1920 os refrigerantes mais comuns eram a amônia (NH_3 , R717), o cloreto de metila (CH_3Cl , R40) e o dióxido de enxofre (SO_2 , R764), todos altamente tóxicos. Naquela época, o dióxido de carbono (CO_2 , R744) era utilizado principalmente em aplicações marítimas.

Na década de 1930, alguns dos fluidos até então utilizados passaram a ser gradativamente substituídos pelos hidrocarbonetos halogenados, fluidos sintéticos também conhecidos por CFCs (cloro-fluorcarbono). Tais substâncias eram atóxicas e não inflamáveis. O R11 (CCl_3F) e o R12 (CCl_2F_2) foram usados respectivamente como agente expensor de espuma e fluido refrigerante durante vários anos. Entretanto, em 1974, os CFCs foram responsabilizados pela depleção da camada de ozônio da estratosfera. Devido à grande estabilidade química proporcionada pela presença de halogênios em sua fórmula (cloro e flúor), os CFCs atingiam a estratosfera e reagiam com o ozônio (O_3), destruindo assim a camada responsável pela proteção contra os raios ultravioleta provenientes do sol. Esta associação deu origem ao Protocolo de Montreal que resultou na eliminação completa dessa família de refrigerantes.

Os HFCs (hidro-fluorcarbono) surgiram como substitutos dos CFCs, após um período de transição com a utilização dos HCFCs (hidro-clorofluorcarbono), ambos hidrocarbonetos halogenados e sintéticos. Dessas famílias os membros mais representativos são o R22 (HCFC, CHClF_2), o R134a (HFC, $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$) e o R404A (HFC, mistura dos HFCs R125, R143a e R134a) aplicados respectivamente em refrigeração comercial de média e alta temperatura, em refrigeração doméstica e condicionamento de ar automotivo e em refrigeração comercial e industrial de baixa e média temperatura. A redução do número de halogênios na estrutura molecular destes fluidos tornou-os menos estáveis, diminuindo assim o tempo de existência na atmosfera. Como consequência, HCFCs e HFCs decompõem-se mais rapidamente, reduzindo ou anulando os efeitos sobre a camada de ozônio. Essa característica pode ser observada na Tabela 2.1 que mostra, entre diversos valores, o ODP (*Ozone Depletion Potential* - Potencial de Depleção da Camada de Ozônio) para diversos refrigerantes. Este parâmetro representa o potencial de degradação da camada de ozônio de um fluido em relação ao CFC R11, considerado o mais nocivo e com ODP=1.

Inconvenientemente, alguns dos fluidos introduzidos para contornar as questões relativas a camada de ozônio contribuem de forma significativa para o aquecimento global, notadamente os HCFCs e HFCs. Tais substâncias passaram então a ser reguladas pelo protocolo de Kyoto que estabelece metas de eliminação de acordo com a aplicação e país. Como prazo limite para utilização estabeleceu-se o ano de 2020 (CALM, 2008). No entanto, em alguns setores, como no automotivo europeu, a pressão ambiental é mais intensa o que levou ao encurtamento deste prazo para Janeiro de 2011. Passado o prazo, a indústria automotiva européia se encontra num impasse pela dificuldade de encontrar uma alternativa viável ao R134a.

A contribuição direta dos fluidos refrigerantes ao Efeito Estufa é avaliada pelo índice GWP (*Global Warming Potential* - Potencial de Aquecimento Global) que utiliza como referência o dióxido de carbono cujo GWP é 1. A Tabela 2.1 mostra os valores de GWP de diversas substâncias, calculadas para um horizonte de tempo de 100 anos. É necessário estabelecer o tempo de referência para levar em conta o tempo de residência da substância na atmosfera. Num exemplo prático, uma substância com um alto GWP mas com um tempo de residência na atmosfera de poucos segundos poderá oferecer uma contribuição ao efeito estufa menor que outra substância com um baixo GWP mas com um tempo de residência elevada. Pode-se observar que a emissão de 1kg de R134a corresponde ao efeito causado pela emissão de 1430kg de CO_2 .

Tabela 2.1 – Evolução dos fluidos refrigerantes (UNEP, 2006)

Década	Fluido representativo	Origem	ODP	GWP ₁₀₀	Característica
1830	Éter	Natural	0	-	Explosivo
1860	Dimetil éter		0	-	Explosivo
	CO ₂ (R744)		0	1	baixa eficiência
1870	NH ₃ (R717)		0	<1	Tóxico
	SO ₂ (R764)		0	300	Tóxico
1930	R11 (CFC)	Sintético	1	4750	eficiente, atóxico, alto ODP, alto GWP
	R12 (CFC)		1	10890	
1970	R22 (HCFC)	Sintético	0,05	1810	eficiente, atóxico, baixo ODP, alto GWP
	R134a (HFC)	Sintético	0	1430	
	R404A (HFC)		0	3900	
1980	R290a (HC, propano)	Natural	0	~20	atóxico, inflamável, ODP nulo, baixo GWP
	R600a (HC, isobutano)		0	~20	
1990	CO ₂ (R744)	Natural	0	1	eficiente para a tecnologia atual
2000	NH ₃ (R717)		0	<1	sistemas modernos anti-vazamento
2010	R1234yf (HFO)	Sintético	0	4	potencialmente inflamável e tóxico (utilização ainda em estudo)

CFC – Cloro-fluorcarbono

HCFC – Hidro-clorofluorcarbono

HFC – Hidro-fluorcarbono

HC – Hidrocarboneto

HFO – Hidro-fluoroleofina

ODP – *Ozone Depletion Potential* (Potencial de Depleção da Camada de Ozônio)GWP – *Global Warming Potential* (Potencial de Aquecimento Global)

É importante ressaltar que o índice GWP não consegue representar completamente o impacto da utilização de um determinado fluido refrigerante sobre o efeito estufa. Para tanto, existem os índices TEWI (*Total Equivalent Warming Impact* – Impacto total equivalente) e LCCP (*Life Cycle Climate Potential* – Potencial de efeito sobre o clima durante o ciclo de vida) que consideram tanto o efeito direto (emissão) como o indireto (consumo de energia) do sistema. Se um fluido com reduzido GWP possuir uma cadeia

energética que demande excessivamente por uma energia que não seja limpa, ele ainda assim estará impactando negativamente no meio. O sistema de refrigeração deve, portanto, além de empregar fluido ambientalmente amigável, ter uma alta eficiência energética e uma cadeia de produção limpa.

Os dados apresentados na Tabela 2.1 permitem concluir, em linhas gerais, que os fluidos refrigerantes naturais foram substituídos por opções sintéticas por volta de 1930. Entretanto, os novos fluidos mostraram-se nocivos ao meio ambiente e a introdução de novas substâncias sintéticas para atenuar o problema da depleção da camada de ozônio acabou por criar outros problemas ambientais imprevistos inicialmente. A insistência por uma nova alternativa sintética e sua imprevisibilidade ambiental como solução para o atual problema do aquecimento global parece ser incoerente. Por essa razão, alguns pesquisadores têm defendido a reintrodução dos fluidos refrigerantes naturais.

Refrigerantes naturais ocorrem em ciclos biológicos e químicos naturais, sem a intervenção humana. Incluem a amônia, o dióxido de carbono, os hidrocarbonetos naturais, a água e o ar (ASHRAE, 2009). Entretanto, cada um destes fluidos possuem particularidades que exigem o desenvolvimento de tecnologias específicas para aplicá-los de forma segura e eficiente em sistemas de refrigeração.

Além de inócuos ao meio ambiente, o processo de produção dos fluidos naturais também oferece vantagens em relação aos fluidos sintéticos. A Figura 2.1 mostra a energia média necessária para produzir alguns refrigerantes, indicando uma nítida vantagem para o CO₂. Subproduto de diversos processos industriais, o CO₂ não possui um processo de produção específico o que minimiza o seu efeito indireto. Para efeito de comparação, o impacto produzido pela geração da energia requerida para obter, liquefazer e transportar CO₂ é estimada em 1kg CO₂ por kg de fluido (referência) enquanto que a amônia representa 2kg CO₂ e o R134a, 9kg CO₂ (ASHRAE, 2009).

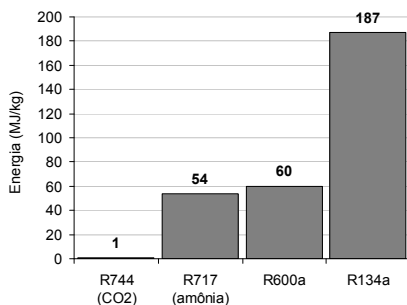


Figura 2.1 – Energia utilizada na produção de fluidos refrigerantes (PACHAI, 2008)

Dentre as opções de fluidos naturais, o dióxido de carbono (CO_2 , R744) é o único não inflamável, atóxico e capaz de operar eficientemente em temperaturas inferiores a 0°C (KIM *et al.*, 2004). Por essas razões, diversos setores da indústria de refrigeração têm considerado o CO_2 como um eventual substituto de alguns refrigerantes halogenados.

No final do século XIX o CO_2 era amplamente utilizado em sistemas de refrigeração de pequenos supermercados e restaurantes e em sistemas de condicionamento de ar em navios, lojas, teatros e hospitais, locais onde a amônia e o dióxido de enxofre – fluidos tóxicos – não podiam ser empregados (KIM *et al.*, 2004; ASHRAE, 2009). Além da inerente desvantagem da baixa capacidade e reduzida eficiência em altas temperaturas ambiente, naquela época as instalações de CO_2 conviviam com problemas constantes de vazamento, devido as pressões elevadas e a deficiente tecnologia de vedação então existente. Além disso, a fabricação do compressor exigia máquinas específicas o que colocava o CO_2 em desvantagem em relação a outros fluidos refrigerantes (PEARSON, 2005).

No início do século XX o CO_2 passou a ser gradativamente substituído, primeiramente pela amônia e posteriormente pelos fluidos halogenados. A Figura 2.2 mostra o declínio da utilização do CO_2 em aplicações marítimas ao longo do tempo.

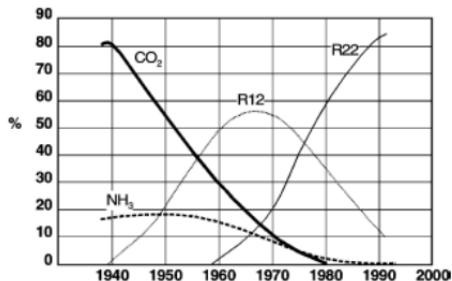


Figura 2.2 – Uso do CO_2 como fluido refrigerante em aplicações marítimas (KIM *et al.*, 2004)

No início da década de 1990, em face do agravamento dos problemas ambientais, o CO_2 foi novamente trazido à tona (LORENTZEN, 1994). Desde então, o CO_2 tem sido utilizado como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração comerciais e em bombas de calor, entre outras aplicações. Ainda, algumas das maiores companhias do ramo alimentício e de bebida como Nestlé, McDonald's, Coca-Cola, Unilever, Carlsberg e Pepsico além de grandes redes globais de distribuição de alimentos têm ampliado o número de sistemas de refrigeração operando com CO_2 (MATÉ, 2008). O interesse atual

pela utilização de CO_2 fica evidente através do número de artigos técnicos relacionados com esta substância publicados na “*IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*” (Figura 2.3), representando em média 50% dos trabalhos publicados nos últimos anos.

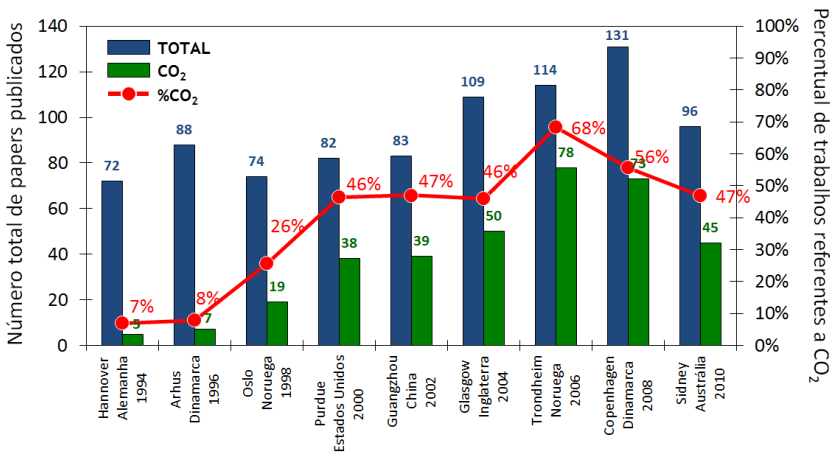


Figura 2.3 – Publicações relacionadas ao CO_2 na “*Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*”

2.2 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO CO_2

A principal característica do dióxido de carbono é a sua baixa temperatura crítica. A Figura 2.4 mostra o diagrama de fases do CO_2 onde podem ser identificadas as transições entre as diversas fases e os pontos triplo ($-56,6^\circ\text{C}@0,52\text{MPa}$) e crítico ($30,9^\circ\text{C}@7,37\text{MPa}$). Comparando com outros fluidos de aplicação mais difundida, a temperatura crítica do CO_2 é a mais baixa conforme mostra a Figura 2.5.

Apesar dessa particularidade, o CO_2 pode ser empregado em ciclos de refrigeração convencionais por compressão mecânica de vapor (Figura 2.6). Nessa configuração, o fluido refrigerante é expandido no dispositivo de expansão antes de seguir para o evaporador onde recebe calor do ambiente refrigerado. Após evaporar, o fluido é comprimido no compressor e a seguir atinge o condensador (ou *gas cooler*), onde rejeita calor para o ambiente externo.

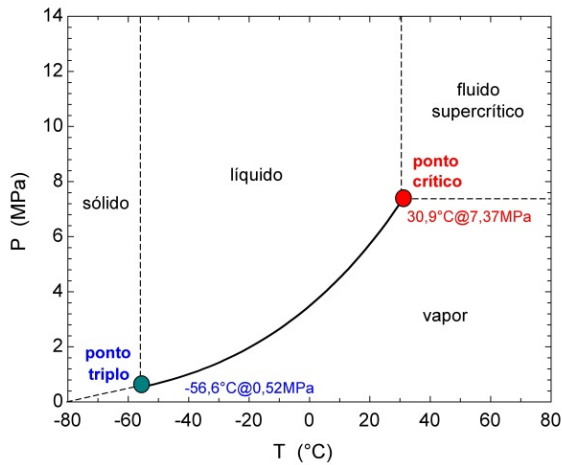


Figura 2.4 – Diagrama de fase do dióxido de carbono

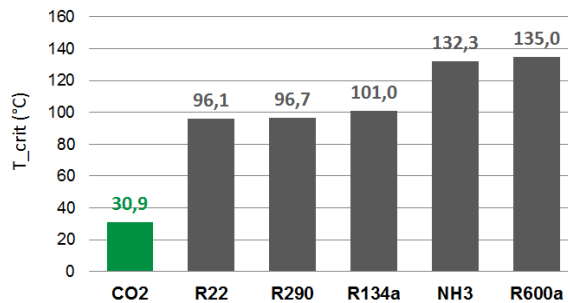


Figura 2.5 – Temperatura crítica de diversos fluidos refrigerantes

Os processos mencionados anteriormente são ilustrados nos diagramas T-s e P-h da Figura 2.7 onde o ciclo 1-2-3-4 corresponde ao ciclo subcrítico. Neste caso, a principal diferença do CO₂ em relação aos outros fluidos refrigerantes é a operação mais próxima ao ponto crítico conforme indicam os valores de temperatura e pressão reduzidas na Tabela 2.2.

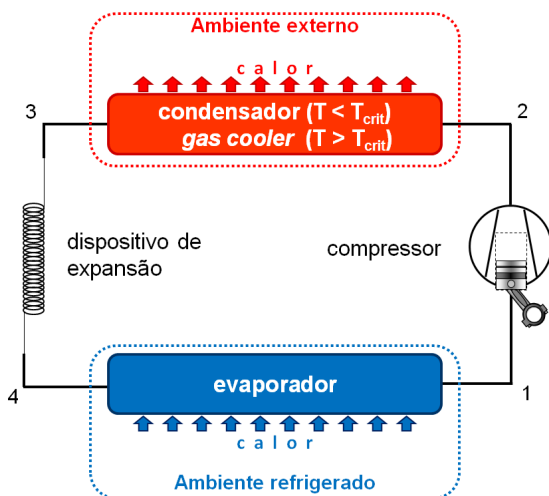


Figura 2.6 – Ciclo padrão de refrigeração

Caso a temperatura ambiente supere a temperatura crítica do CO₂, o ciclo passa a ser transcrito, como indicado na sequência 1-2'-3'-4' da Figura 2.7. Nessa condição, a rejeição de calor para o ambiente externo não se dá mais por condensação, mas sim pelo resfriamento do gás supercrítico. O trocador de calor de alta pressão passa então a ser denominado resfriador ou *gas cooler*.

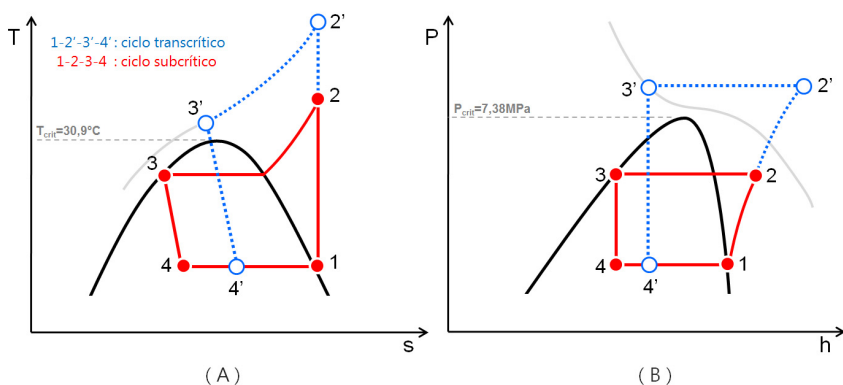


Figura 2.7 – Diagramas (A) P-h e (B) T-s dos ciclos subcrítico e transcrito de refrigeração

Tabela 2.2 – Condição crítica e temperatura e pressão reduzidas para alguns refrigerantes

	R744 (CO₂)	R22 (HCFC)	R290 (propano)	R134a (HFC)	R717 (amônia)
Temperatura crítica (°C)	30,9	96,1	96,7	101,0	132,3
Pressão crítica (MPa)	7,38	4,97	4,25	4,07	11,42
Temperatura reduzida no evaporador ^a	0,85	0,70	0,70	0,69	0,64
Pressão reduzida no evaporador ^b	0,31	0,06	0,07	0,04	0,02
Temperatura reduzida no condensador ^c	0,99	0,82	0,82	0,81	0,75
Pressão reduzida no condensador ^d	0,98	0,24	0,25	0,19	0,10

^a razão entre a temperatura de evaporação de referência (-15°C) e a crítica

^b razão entre a pressão de saturação a -15°C e a pressão crítica

^c razão entre a temperatura de condensação de referência (30°C) e a crítica

^d razão entre a pressão de saturação a 30°C e a pressão crítica

Outra característica marcante do CO₂ é a elevada pressão de vapor, notadamente superior aos demais fluidos, como ilustrado na Figura 2.8. Para a condição de referência (-15/30°C), as pressões de evaporação e condensação do CO₂ são de 6 a 25 vezes superiores às dos demais fluidos considerados, conforme mostram as Figuras 2.9 e 2.10.

As maiores pressões envolvidas e a operação próxima ao ponto crítico afetam a densidade do fluido, tanto na condição subcrítica como supercrítica. A Figura 2.11 mostra a variação da densidade para diferentes temperaturas e pressões, tornando evidente a forte variação próxima ao ponto crítico. Esta variação de densidade ocorre no *gas cooler*, à medida que o CO₂ esfria. Outro parâmetro de grande importância é a razão entre as densidades do líquido e do vapor. Tal parâmetro afeta o padrão de escoamento bifásico, repercutindo tanto na perda de carga como na transferência de calor no evaporador. A Figura 2.12 mostra que o CO₂ possui a menor relação entre densidades dentre os fluidos analisados, garantindo um fluxo bifásico mais homogêneo o que resulta numa menor perda de carga e numa maior transferência de calor (KIM *et al.*, 2004).

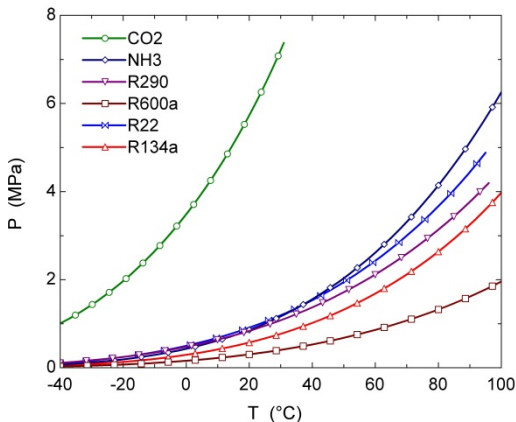


Figura 2.8 – Pressão de vapor de diversos fluidos refrigerantes

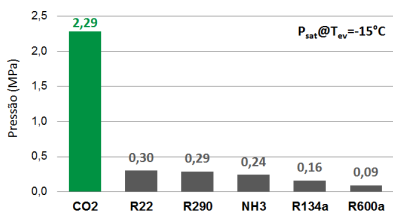


Figura 2.9 – Pressão de saturação para a temperatura de evaporação de -15°C

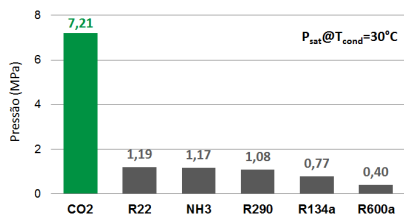


Figura 2.10 – Pressão de saturação para a temperatura de condensação de 30°C

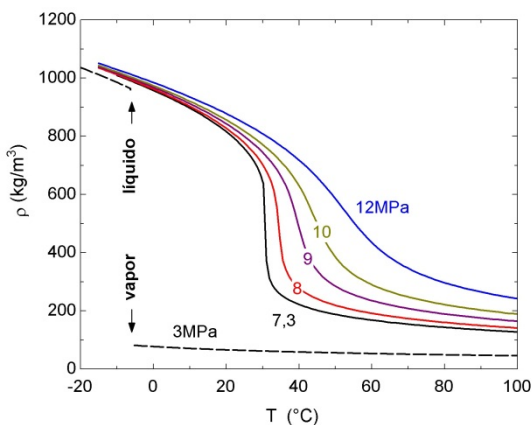


Figura 2.11 – Densidade do CO₂ vs. temperatura e pressão

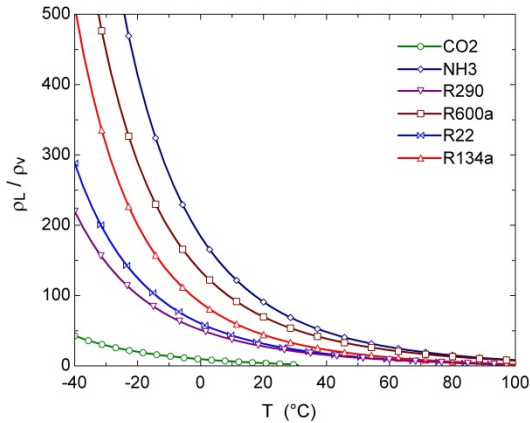


Figura 2.12 – Razão entre as densidades do líquido e do vapor saturados

A maior densidade do vapor faz com que o CO₂ produza um elevado efeito refrigerante volúmico $ERV = (h_1 - h_3)/v_1$. Na prática, um maior ERV significa um menor deslocamento volumétrico (tamanho do compressor) para uma mesma capacidade de refrigeração. A Figura 2.13 compara o ERV do CO₂ com os demais fluidos mostrando a vantagem para o CO₂ neste aspecto. Na condição de referência adotada como exemplo (-15/30°C), o ERV do CO₂ é 3,7 vezes superior ao da amônia, o segundo melhor fluido neste quesito (Figura 2.14).

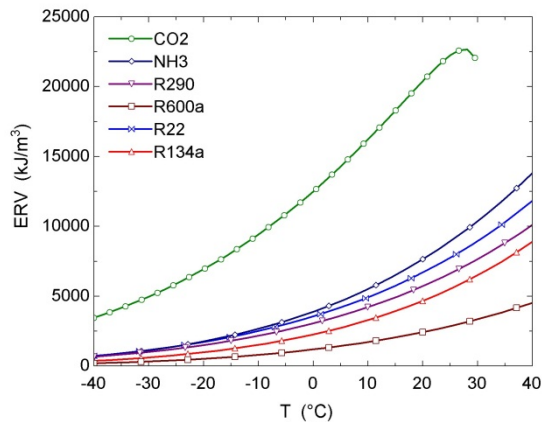


Figura 2.13 – Efeito refrigerante volúmico vs. temperatura

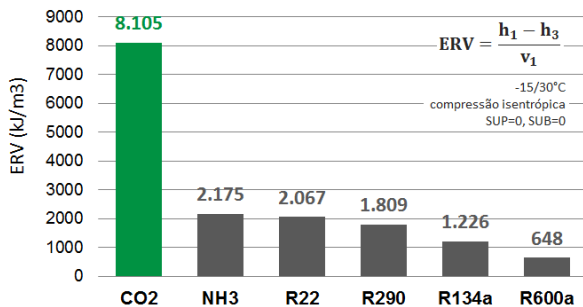


Figura 2.14 – Efeito refrigerante volumico

Calor específico, condutividade térmica e viscosidade também são afetados pela operação próxima ao ponto crítico, com reflexos no escoamento e na transferência de calor nos trocadores de calor (DANG e HIHARA, 2004; KIM *et al.*, 2004; CHENG *et al.*, 2008a). A Figura 2.15 mostra que o calor específico varia intensamente com a temperatura especialmente quando a pressão se aproxima da pressão crítica. Para cada pressão existe uma temperatura pseudocrítica (Figura 2.16) que representa a temperatura na qual o calor específico atinge o maior valor. Este parâmetro é usado como referência em diversas correlações que estimam o coeficiente de transferência de calor do fluido supercrítico e torna-se particularmente importante nas estimativas da taxa de transferência de calor no *gas cooler*.

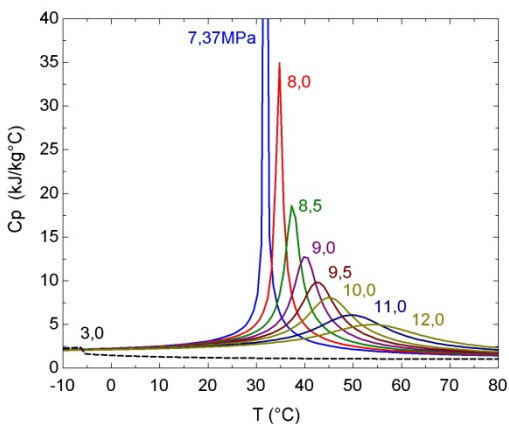


Figura 2.15 – Calor específico do CO₂ vs. temperatura e pressão

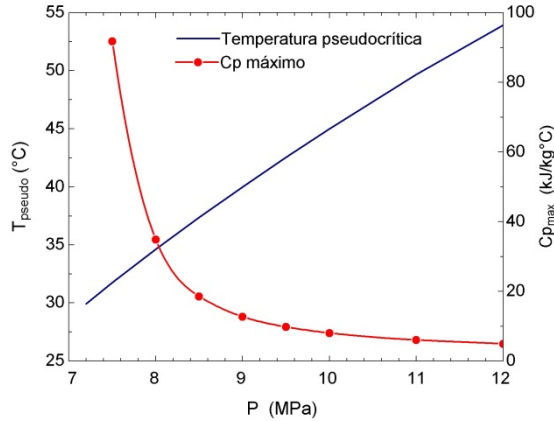
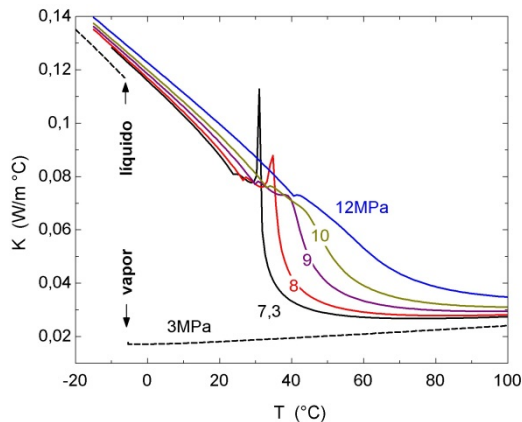


Figura 2.16 – Temperatura pseudocrítica e calor específico máximo

As variações de condutividade térmica (Figura 2.17) e viscosidade (Figura 2.18) afetam substancialmente tanto a transferência de calor como a perda de carga (CHENG *et al.*, 2008a). Para efeito de comparação, a condutividade térmica do CO₂ nas condições de líquido e vapor saturado a 0°C é, respectivamente, 20% e 60% superior à do R134a. Já a viscosidade do CO₂ líquido é aproximadamente 60% inferior a do R134a enquanto a do vapor tem mesma magnitude (KIM *et al.*, 2004).


 Figura 2.17 – Condutividade térmica do CO₂ vs. temperatura

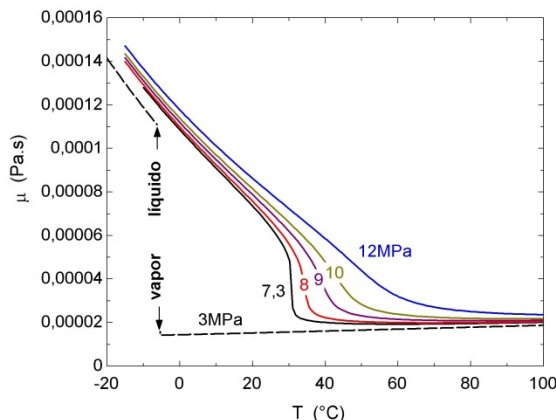


Figura 2.18 – Viscosidade do CO₂ vs. temperatura

O CO₂ apresenta também a menor tensão superficial dentre os fluidos analisados, como ilustrado na Figura 2.19. Quanto menor a tensão superficial, menor é o superaquecimento ou o subresfriamento exigido para que se iniciem os processos de evaporação ou de condensação e, consequentemente, menores as diferenças de temperatura produzidas nos trocadores de calor (CAREY, 1992; KIM *et al.*, 2004).

Além disso, o CO₂ apresenta uma menor variação de temperatura para uma mesma variação de pressão na condição saturada (Figura 2.20). Na prática, um menor $\delta T/\delta P$ garante uma temperatura mais uniforme ao longo do evaporador repercutindo numa menor diferença de temperatura entre o fluido e o meio refrigerado e numa melhor distribuição de temperatura no interior do gabinete refrigerado (KIM *et al.*, 2004). Por exemplo, uma perda de carga de 10kPa resultará numa queda de temperatura de 0,1°C ao longo de um evaporador operando a 0°C com CO₂ enquanto que esta mesma perda de carga representará uma variação de 1,0°C num sistema usando R134a.

Em resumo, pode-se concluir que as propriedades termofísicas favorecem o CO₂ em termos de transferência de calor e perda de carga em relação a outros fluidos refrigerantes típicos. A alta densidade do vapor, a maior condutividade térmica, a menor tensão superficial e a baixa viscosidade contribuem para um coeficiente de transferência de calor 2 a 3 vezes superiores aos obtidos com fluidos convencionais e a perda de carga em fluxo bifásico é consideravelmente menor (THOME e RIBATSKI, 2005).

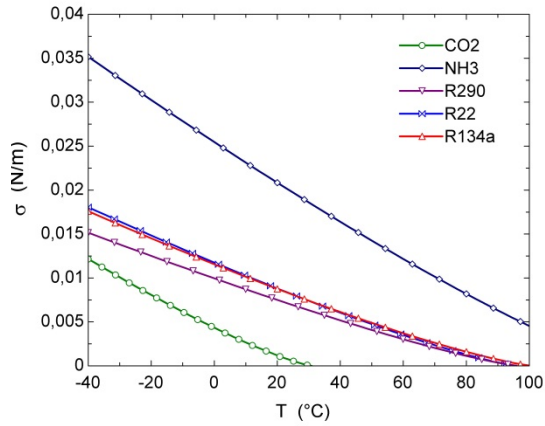


Figura 2.19 – Tensão superficial vs. temperatura

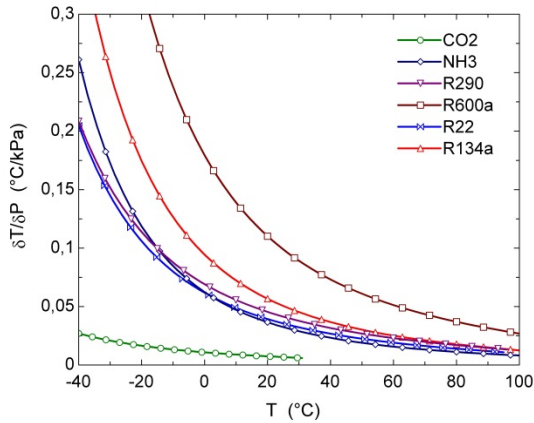


Figura 2.20 – Variação da temperatura em função da variação da pressão

2.3 CARACTERÍSTICAS OPERACIONAIS DE SISTEMAS DE CO₂

As peculiaridades das propriedades físicas e termodinâmicas do CO₂ refletem-se no comportamento operacional do sistema e afetam o seu desempenho.

2.3.1 Ciclo transcrito de refrigeração e eficiência energética

O desempenho de um sistema de refrigeração é expresso através do coeficiente de performance COP (eq. 2.1) que relaciona a capacidade de refrigeração (\dot{Q}_{ev}) com a potência entregue ao compressor (\dot{W}_{comp}).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_{comp}} \quad 2.1$$

O limite máximo teórico para o COP do sistema é estabelecido pelo ciclo de Carnot que representa um ciclo reversível de uma máquina térmica operando entre dois níveis de temperatura (ÇENGEL e BOLES, 2006). A Figura 2.21 mostra o ciclo de Carnot num diagrama T-s, onde pode-se observar dois processos isentrópicos e dois processos isotérmicos. O COP do ciclo de Carnot depende somente das temperaturas absolutas dos reservatórios frio T_C e quente T_H (eq. 2.2), aumentando com redução da diferença de temperatura entre os reservatórios.

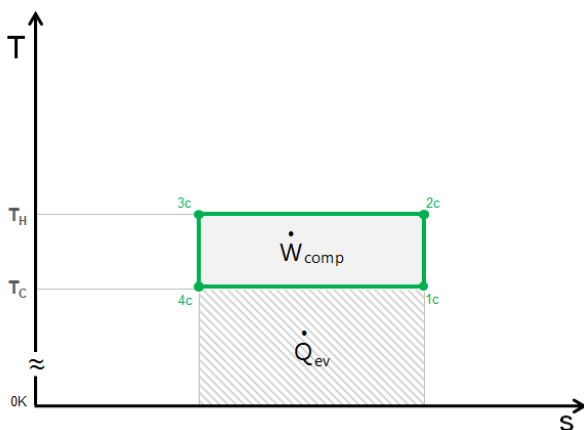


Figura 2.21 – Representação do ciclo teórico de Carnot

$$COP_{carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad 2.2$$

O ciclo de Carnot é uma idealização pois não é possível reproduzir, na prática, processos de expansão isentrópico e tampouco de compressão isentrópico com sucção úmida (título na entrada do compressor inferior a 1). Além disso, o processo de transferência de calor nos trocadores ocorre na prática com uma diferença de temperatura.

O ciclo de refrigeração mais próximo do ideal é o ciclo padrão, representado na Figura 2.22 através dos pontos 1-2-3-4. O ciclo padrão é composto por dois processos de transferência de calor em trocadores com área infinita ($\Delta T_{HX}=0$), um processo de expansão isentálpico e um processo de compressão isentrópico de sucção seca ($x=1$). Neste caso, o fluido refrigerante tem papel fundamental nas irreversibilidades do ciclo já que suas características termodinâmicas estabelecem o grau de superaquecimento do vapor no final do processo de compressão (ponto 2) e a redução do efeito refrigerante específico (ERE) na entrada do evaporador (ponto 4). Estas mudanças em relação ao ciclo de Carnot traduzem-se em queda do coeficiente de performance ($COP_{\text{padrão}} < COP_{\text{carnot}}$).

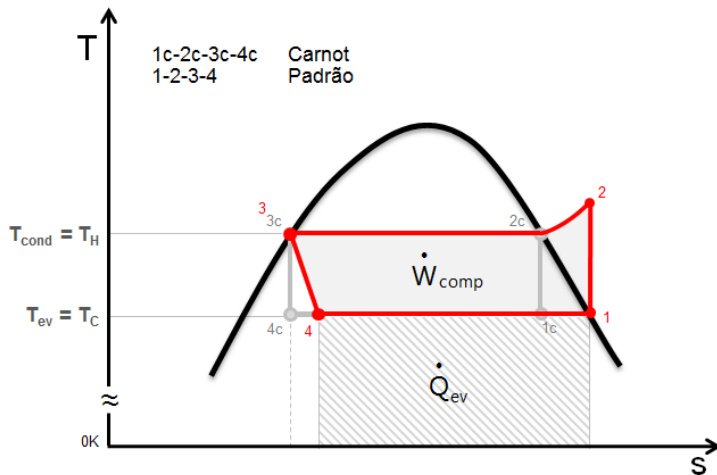


Figura 2.22 – Representação do ciclo padrão (ciclo de Carnot indicado para referência)

Apesar de representativo, o ciclo padrão ainda difere significativamente de um ciclo real, conforme indicado na Figura 2.23 através dos pontos 1'-2'-3'-4'. Aqui, as propriedades físicas do fluido refrigerante definem a sua interação com os componentes do sistema com reflexo sobre as irreversibilidades do ciclo. Observa-se que o processo de compressão não é

isentrópico (2'), que existe diferença de temperatura (ΔT_{HX}) e perda de carga nos trocadores de calor e que existem regiões de subresfriamento (3') e superaquecimento (1'), todas essas diferenças contribuindo para a degradação do coeficiente de performance ($COP_{real} < COP_{ideal}$).

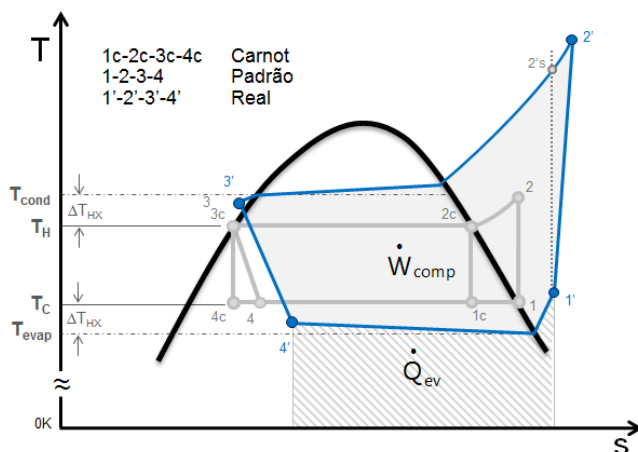


Figura 2.23 – Representação do ciclo real (ciclos de Carnot e padrão indicados para referência)

O efeito das irreversibilidades termodinâmicas pode ser expresso através de um índice, conhecido como eficiência de Carnot ε_{carnot} (eq. 2.3).

$$\varepsilon_{carnot} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad 2.3$$

Portanto, as características termodinâmicas do fluido refrigerante aliado à sua interação com os componentes do sistema definem o desempenho do ciclo. A Figura 2.24 compara o desempenho do R134a e do CO₂ na condição de referência $T_C = -20^\circ\text{C}$ e $T_H = 30^\circ\text{C}$. Percebe-se que o desempenho do R134a no ciclo padrão ($\varepsilon_{carnot} = 0,78$) é superior ao do CO₂ ($\varepsilon_{carnot} = 0,47$), indicando que as perdas nos processos de expansão e compressão são significativamente maiores para o CO₂ em virtude de seu ciclo operar mais próximo ao ponto crítico. Percebe-se também que um superaquecimento de 10°C na saída do evaporador praticamente não afeta o comportamento dos dois sistemas. Por outro lado, as irreversibilidades no compressor ($\eta_s = 0,7$) reduzem o COP em aproximadamente 30% em relação ao ciclo padrão,

proporcionando um $\varepsilon_{\text{carnot}} = 0,33$ para o CO₂ e de 0,55 para o R134a. Outro parâmetro com significativa influência no COP do sistema é a diferença de temperatura nos trocadores de calor. Ao considerar um $\Delta T_{\text{HX}} = 10^\circ\text{C}$, promove-se uma queda de aproximadamente 40% no coeficiente de performance. De maneira conjunta, as irreversibilidades mencionadas promovem uma redução de 60% no coeficiente de performance nos dois sistemas o que se traduz em $\varepsilon_{\text{carnot}} = 0,19$ para o sistema real com CO₂ e de 0,33 para o sistema real com R134a.

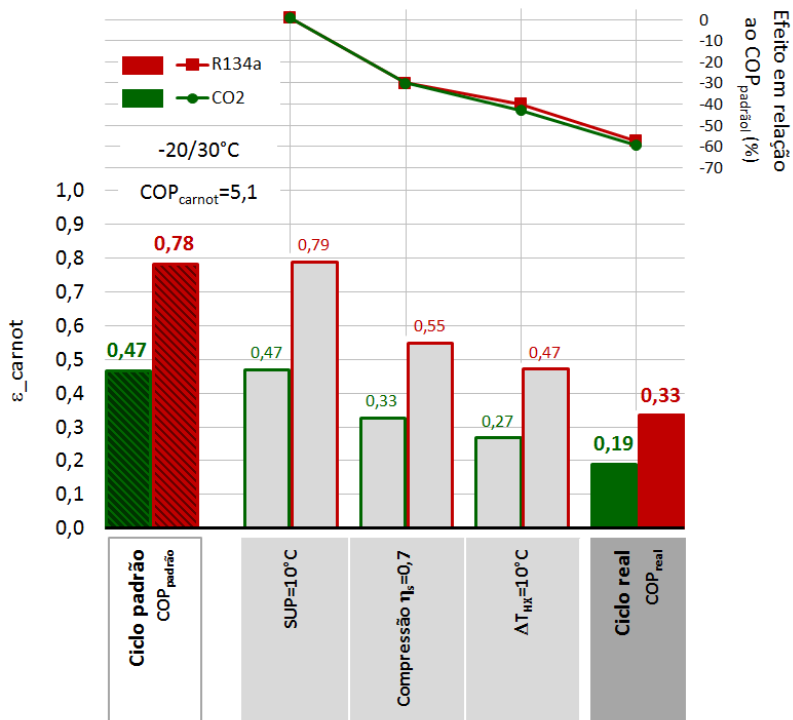


Figura 2.24 – Impacto do fluido refrigerante e dos componentes do sistema sobre o COP_{carnot}

A análise anterior foi realizada introduzindo-se as mesmas irreversibilidades para ambos os fluidos, i.e., superaquecimento de 10°C, trocadores de calor com $\Delta T_{\text{HX}} = 10^\circ\text{C}$ e compressor com $\eta_s = 0,7$, o que gerou efeitos proporcionalmente semelhantes. No entanto, apesar de recorrente, esta é uma análise limitada já que as propriedades termofísicas do CO₂ garantem uma melhor interação com os componentes do sistema, gerando

uma menor diferença de temperatura nos trocadores e maiores eficiências isentrópica e volumétrica de compressão. Portanto, algumas das perdas do ciclo de CO₂ são parcialmente compensadas pelo melhor desempenho de seus componentes (LORENTZEN, 1994; KIM *et al.*, 2004; GROLL e KIM, 2007).

Como a temperatura crítica do CO₂ (30,9°C) é próxima da temperatura ambiente, o sistema de refrigeração opera próximo e não raro acima da pressão crítica (7,37MPa). O ciclo transcrito é inerentemente menos eficiente do que o ciclo convencional de compressão mecânica de vapor, tomando-se como base de comparação a mesma temperatura de evaporação e uma temperatura na saída do *gas cooler* igual à temperatura de condensação (CAVALLINI, 2002; KIM *et al.*, 2004; GROLL e KIM, 2007). A Figura 2.25 compara o ciclo subcrítico 1-2-3-4 do R134a com o transcrito 1-2'-3-4' do CO₂. Nota-se que a temperatura de descarga do CO₂ (ponto 2') é superior, o que resulta numa temperatura média de rejeição do calor também elevada. Esta característica aumenta o trabalho específico de compressão num montante representado pela área "A". Além disso, a maior diferença de pressão origina maiores perdas no processo de expansão. A área "B" representa portanto uma perda no efeito refrigerante específico (ERE) e um aumento do trabalho específico de compressão (WE) do ciclo transcrito em relação ao subcrítico.

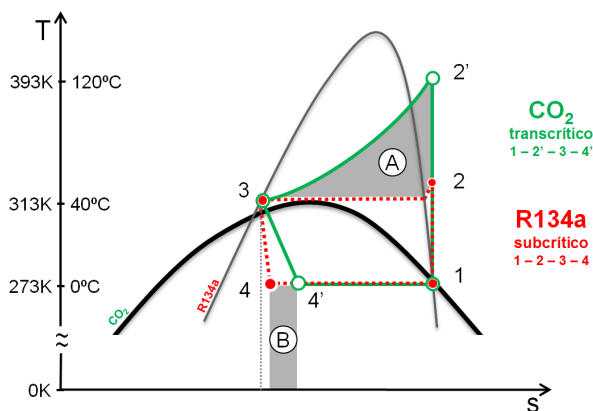


Figura 2.25 – Comparação entre os ciclos ideais subcrítico do R134a e transcrito do CO₂

Tais perdas podem ser atenuadas através de modificações no ciclo conforme ilustrado na Figura 2.26 que compara os efeitos de algumas destas mudanças aplicadas nos ciclos de CO₂ e R134a operando na condição de $T_{ev} = -30$ e $T_{cd} = T_{gc} = 40^\circ\text{C}$ (tais variações de ciclo serão detalhadas nas seções subsequentes). Percebe-se que a introdução de um trocador de calor interno

aumenta o desempenho do ciclo de CO₂ e de R134a em 7% e 10%, respectivamente. A adoção de processos de expansão e compressão fracionadas (compressão paralela) gera ganhos de performance de 33% para o CO₂ e 23% para o R134a. De maneira análoga, a introdução de uma turbina para recuperar o trabalho de expansão gera ganhos de performance de 95% para o CO₂ e 45% para o R134a. Os ganhos produzidos pelo fracionamento da expansão e compressão e pela adoção de turbina são superiores para o CO₂ por este apresentar uma diferença de pressão significativamente superior o que torna o potencial de ganho naqueles processos também superior no sistema de CO₂. Além dos ganhos de performance, as modificações no ciclo também geram outras vantagens como, por exemplo, a redução da pressão de descarga do sistema de CO₂.

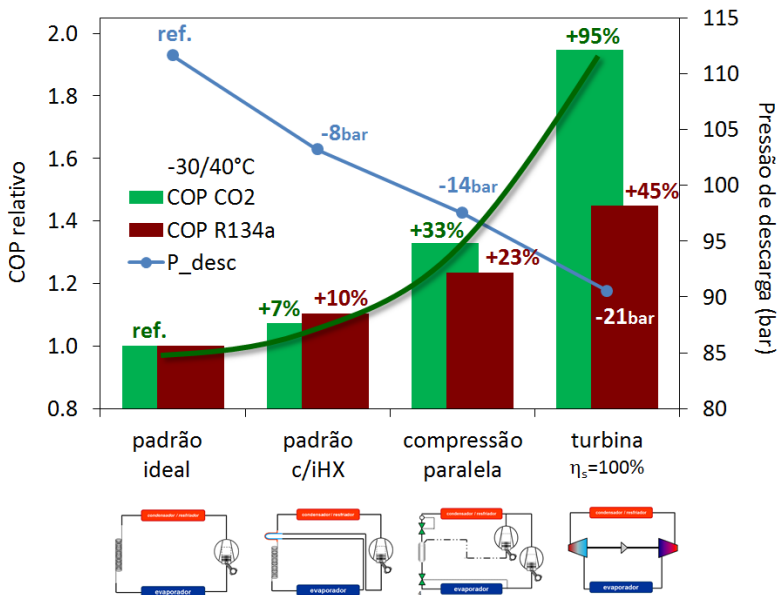


Figura 2.26 – Comparação da performance de sistemas de CO₂ e de R134a e da pressão de descarga do sistema transcrito de CO₂ em função de mudanças no ciclo de refrigeração

A diferença de desempenho entre o ciclo transcrito e o subcrítico convencional varia de acordo com as condições de operação, principalmente em relação à temperatura ambiente. Girotto *et al.* (2004) exploraram este efeito comparando uma instalação comercial de CO₂ com outra de R404A, ambas localizadas no norte da Itália e com uma capacidade de refrigeração de

120kW. A Figura 2.27 mostra que o COP médio mensal da instalação de CO₂ é superior nos meses frios e inferior nos meses quentes. Ao considerar a sazonalidade e integrar o resultado ao longo do ano obtém-se uma comparação mais realista. Neste exemplo, o consumo de energia anual do sistema de CO₂ mostrou-se 10% superior ao do sistema com R404A. A diminuição da temperatura média anual reduz a diferença de performance entre os sistemas transcíticos e subcríticos permitindo que várias instalações comerciais transcíticas com CO₂ operarem com coeficientes de performance superiores aos obtidos com fluidos sintéticos no norte da Europa, no Canadá e nos Estados Unidos (ASHRAE, 2009). A Figura 2.28 extraída do trabalho de Matthiesen *et al.* (2010) utiliza o conceito de performance sazonal para separar, através de uma temperatura média anual de 15°C, as regiões geográficas com potencial para a aplicação de sistemas de CO₂.

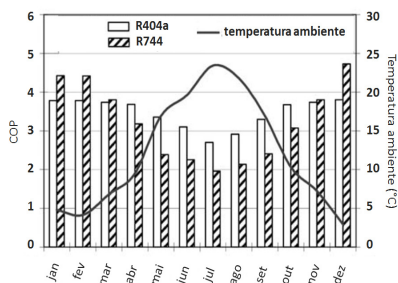


Figura 2.27 – Comparação do COP de sistemas comerciais utilizando CO₂ e R404A em função da temperatura ambiente (GIROTTI *et al.*, 2004)

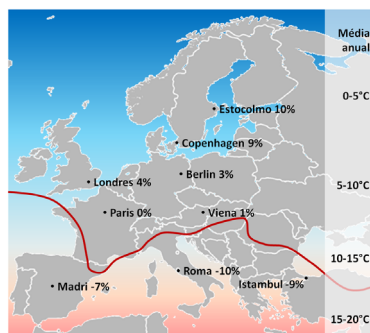


Figura 2.28 – Performance do CO₂ em relação ao R404A em função da temperatura ambiente média anual (MATTHIESEN *et al.*, 2010)

Os exemplos anteriores ilustram a grande barreira enfrentada por instalações de CO₂, ou seja, a baixa eficiência quando a temperatura ambiente é elevada. Em países de clima tropical a utilização de CO₂ é uma prática desafiadora, exigindo a aplicação de técnicas diferenciadas para garantir níveis de consumo de energia satisfatório (FORNASIERI *et al.*, 2008).

2.3.2 Controle da pressão de descarga

Em sistemas subcríticos, a pressão de descarga e a temperatura de condensação são variáveis dependentes, o que não ocorre em sistemas transcíticos (KIM *et al.*, 2004). Em ciclos transcíticos a pressão de descarga

afeta o comportamento do sistema de uma forma particular, como ilustrado na Figura 2.29. Nessa figura, construída para uma temperatura de evaporação de -30°C e de saída do *gas cooler* de 40°C , percebe-se que a elevação da pressão de descarga de 85bar para 110bar promove um aumento significativo do efeito refrigerante específico (ERE) sem aumentar consideravelmente o trabalho específico de compressão (WE). Já o aumento subsequente de 110bar para 120bar promove um aumento irrisório do ERE e do WE.

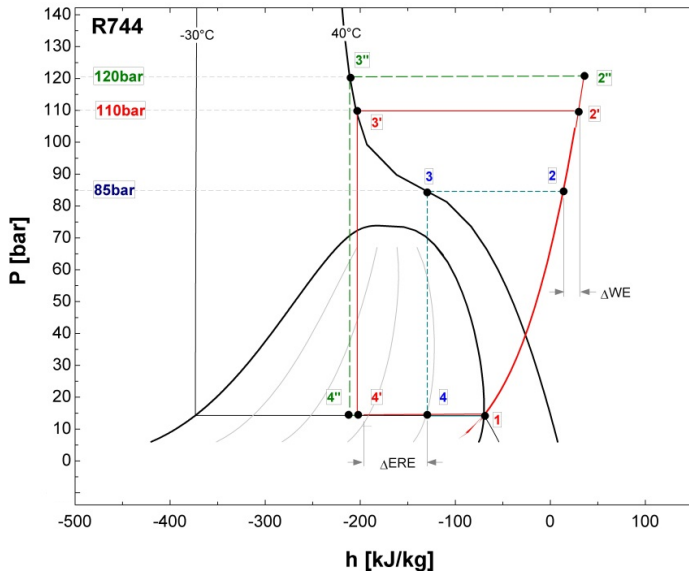


Figura 2.29 – Efeito da pressão de descarga sobre o COP de um ciclo transcrito

As variações dos parâmetros ERE e WE refletem-se no COP do sistema como ilustrado na Figura 2.30. Nota-se que à medida que a pressão de descarga aumenta, o ERE aumenta numa proporção maior que o WE o que eleva o COP. O sistema atinge o ponto de máximo desempenho na pressão de 110bar, a qual é considerada a pressão ideal de operação para as condições de temperatura de evaporação e de saída do *gas cooler* consideradas. Acima dessa pressão ideal, o trabalho específico de compressão aumenta mais que o efeito refrigerante específico, o que se traduz numa diminuição do COP. Fica evidente que o desempenho do sistema é menos sensível à pressão de descarga quando opera com pressões superiores à ideal.

Deve-se ressaltar que a pressão de descarga ideal depende tanto da temperatura de evaporação como da temperatura do fluido na saída do *gas cooler*. A Figura 2.31 mostra o comportamento do COP em função da

temperatura de evaporação e da pressão de descarga para uma temperatura na saída do *gas cooler* de 40°C. Nota-se que a medida que a temperatura de evaporação diminui, o COP diminui e a pressão de descarga ideal aumenta ligeiramente. Por sua vez, a Figura 2.32 mostra o comportamento do COP em função da temperatura do fluido na saída do *gas cooler* e da pressão de descarga, para uma temperatura de evaporação de -10°C. Observa-se que o COP diminui com o aumento da temperatura do fluido na saída do *gas cooler* e que a pressão ideal de descarga agora aumenta de forma considerável.

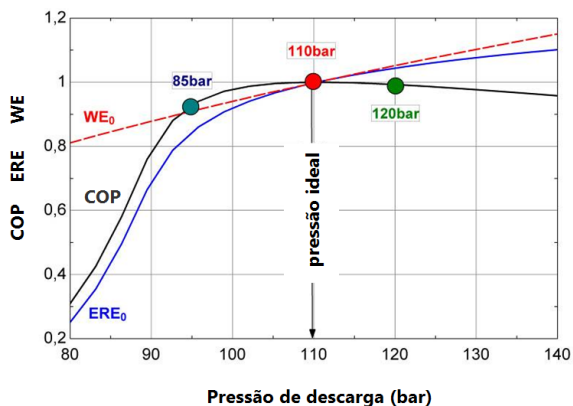


Figura 2.30 – Variação de COP, efeito refrigerante específico e trabalho específico com a pressão

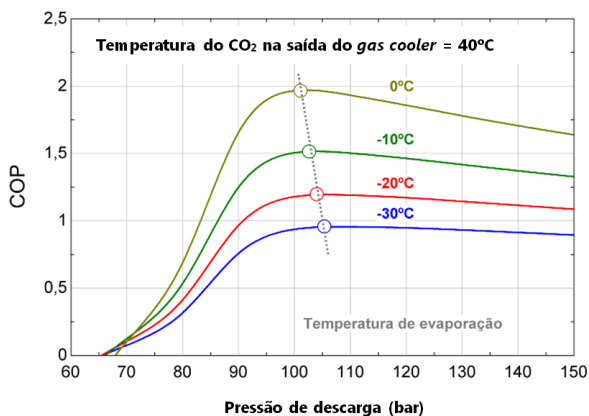


Figura 2.31 – COP vs. pressão de descarga e temperatura de evaporação

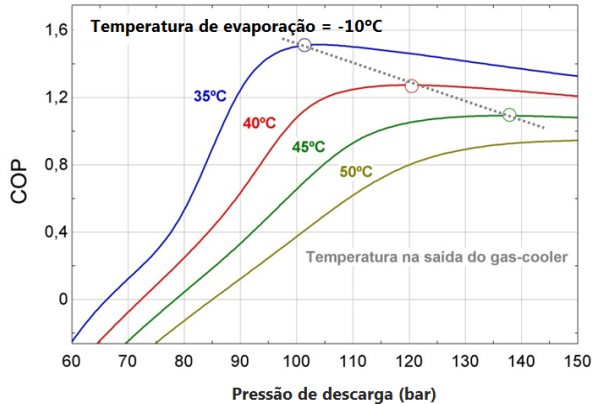


Figura 2.32 – COP vs. pressão de descarga e temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler*

Os efeitos da pressão de descarga foram intensivamente estudados por vários pesquisadores através de análises teóricas (INOKUTY, 1928; GOSNEY, 1982; KAUF, 1999; KIM *et al.*, 2004; SARKAR *et al.*, 2004; CHEN e GU, 2005) e trabalhos experimentais (CABELLO *et al.*, 2008; APREA e MAIORINO, 2009; CECCHINATO *et al.*, 2010; ZHANG *et al.*, 2010; CECCHINATO *et al.*, 2011). Todos os autores identificaram as mesmas tendências e concluíram que o controle da pressão de descarga é fundamental para o desenvolvimento de sistemas transcíticos de CO₂ mais eficientes.

Cabello *et al.* (2008), por exemplo, avaliaram um sistema de refrigeração com capacidade nominal de 4kW, operando com diversas temperaturas de evaporação e de saída do *gas cooler*. A Figura 2.33 mostra o comportamento da capacidade de refrigeração, da potência de compressão e da vazão mássica de CO₂ em função da pressão de descarga. Verifica-se que a capacidade de refrigeração e a potência de compressão crescem continuamente com a pressão de descarga enquanto que a vazão mássica diminui. O comportamento do coeficiente de performance com a pressão de descarga é ilustrado na Figura 2.34, com base em três temperaturas na saída do *gas cooler*. Percebe-se que o comportamento experimental obtido é semelhante às projeções teóricas apresentadas nas Figuras 2.30 e 2.32.

Um sistema de refrigeração baseado no ciclo padrão e que adota um dispositivo de expansão convencional – um tubo capilar, por exemplo – é capaz de operar em regime transcítico. Neste caso, a pressão de descarga torna-se dependente das condições de operação (temperatura ambiente) e da configuração do sistema (capacidade, volume e carga de refrigerante). Quando o sistema é exposto a variações de temperatura ambiente e de carga

térmica, as quais afetam tanto a temperatura de saída do *gas cooler* como a temperatura de evaporação, a pressão de descarga precisa ser alterada para manter o sistema na condição de máximo desempenho. Isso posto, fica claro a necessidade de identificar a pressão de descarga ideal e de se desenvolver formas adequadas de controle.

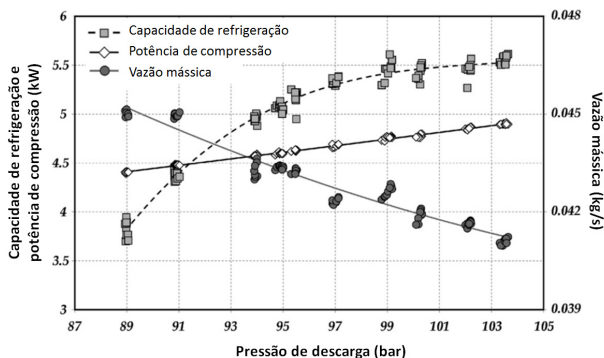


Figura 2.33 – Capacidade de refrigeração, potência de compressão e vazão mássica vs. pressão de descarga (CABELLO *et al.*, 2008)

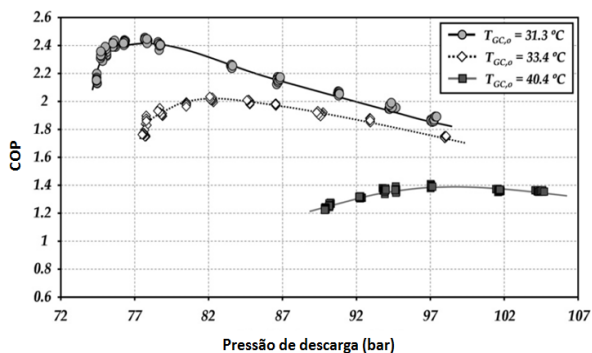


Figura 2.34 – COP vs. pressão de descarga e temperatura na saída do *gas cooler* (CABELLO *et al.*, 2008)

Em 1928, Inokuty (1928) introduziu um método gráfico para a determinação da pressão ótima de descarga para sistemas transcíticos de CO₂ o qual foi intensamente usado em navios frigoríficos (PACHAI, 2008). Mais recentemente os métodos gráficos foram substituídos por correlações matemáticas que relacionam a pressão de descarga ideal com as condições de operação do sistema. As principais correlações são as propostas por Kauf

(1999), Liao *et al.* (2000), Sarkar *et al.* (2004) e Chen e Gu (2005). De acordo com os resultados comparativos de Cabello *et al.* (2008), a correlação de Sarkar *et al.* (2004) (eq. 2.4) fornece os melhores resultados com desvios inferiores à 1,5% em relação aos valores experimentais. Tal correlação considera o uso de trocador de calor interno (iHX) no sistema.

$$P_{ideal}^{c/iHX} = 4,9 + 2,256 \cdot T_{gc} - 0,17 \cdot T_{ev} + 0,002 \cdot T_{gc}^2 \quad (\text{bar}) \quad 2.4$$

Uma vez identificada a pressão de descarga ideal, o sistema deve ter maneiras de controlá-la. A pressão de descarga é regida pelo volume do lado de alta pressão (V na eq. 2.5), pela massa de refrigerante contida nessa região (m) e pela temperatura do gás (T). Considerando que não existe método simples de alterar o volume do sistema, pode-se atuar ativamente sobre a temperatura e a massa de refrigerante, como ilustrado na Figura 2.35 (PETTERSEN, 1997). Nessa figura observa-se que um correto ajuste da massa de refrigerante contida no sistema pode oferecer uma exata relação V/m que proporciona uma curva C_n coincidente com a previsão de Sarkar ($P_{opt.Sarkar}$, eq. 2.4). Assim, variações de temperatura do *gas cooler* promovidas pela variação da temperatura ambiente, por exemplo, são acompanhadas de uma variação de pressão de descarga coincidente com a pressão ideal, garantindo que o sistema opere sempre na condição ideal.

$$P = f\left(T, \frac{1}{v}\right) \quad v = \frac{V}{m} \quad 2.5$$

Fica evidente que vazamentos no sistema transcrito passam a afetar diretamente a pressão de descarga com reflexo no seu desempenho já que a fuga de refrigerante muda a relação V/m , forçando o sistema a operar fora da curva ideal P_{opt} vs. T .

Outra desvantagem dos ciclos transcritos são as elevadas pressões impostas ao sistema quando este é exposto a temperaturas elevadas, especialmente quando o volume específico do refrigerante é reduzido (Figura 2.35).

Apesar do método passivo de ajuste descrito anteriormente, na prática, a pressão de descarga é ajustada adicionando-se novos componentes ao ciclo e utilizando-se estratégias de controle adequadas. A Figura 2.36 mostra, por exemplo, um arranjo de ciclo em que o dispositivo de expansão é utilizado para controlar a pressão de descarga. Nesse caso, o aumento da restrição do dispositivo diminui a vazão mássica de refrigerante em circulação e força o acúmulo de refrigerante no lado de alta do sistema. Conforme discutido

anteriormente (eq. 2.5), o aumento da massa de refrigerante contida no lado de alta repercute no aumento da pressão de descarga. Já a arquitetura de ciclo apresentada na Figura 2.37 permite o controle da massa de refrigerante contida no circuito através da atuação das válvulas A e B. Tal ajuste, simultaneamente com o controle da restrição do dispositivo de expansão, permite o ajuste não só da pressão de descarga, mas também do superaquecimento no evaporador.

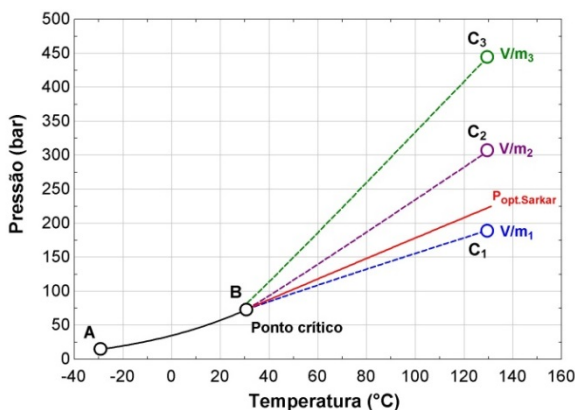


Figura 2.35 - Curvas de pressão vs. temperatura para CO₂ sub- e supercrítico

Diversas técnicas com diferentes níveis de complexidade podem ser adotadas para efetuar o controle ativo da pressão de descarga, mas todas elas exigem mudanças em relação a arquitetura padrão do ciclo de refrigeração.

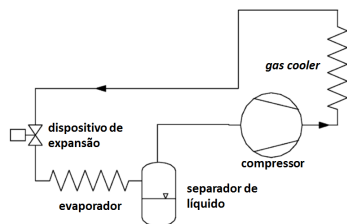


Figura 2.36 – Circuito com controle da pressão de descarga através do dispositivo de expansão (KIM *et al.*, 2004)

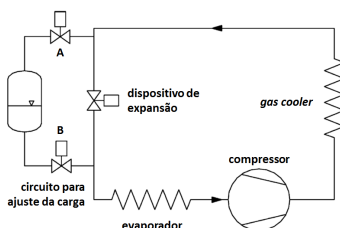


Figura 2.37 - Circuito com controle da pressão de descarga através do ajuste da carga de refrigerante (KIM *et al.*, 2004)

2.3.3 Processo de expansão

O dispositivo de expansão tem a função de reduzir a pressão do refrigerante ao mesmo tempo em que fornece a quantidade de fluido adequada ao evaporador. Em sistemas transcrito, o dispositivo de expansão afeta também a pressão de descarga, com significativos efeitos sobre o desempenho do sistema.

2.3.3.1 Expansão isentálpica

O tubo capilar é o dispositivo de expansão mais frequentemente empregado em sistemas de refrigeração devido a sua simplicidade e baixo custo. Na prática, a aplicação em sistemas transcritos não difere da aplicação subcrítica convencional apesar de fundamentalmente o fluido refrigerante passar por estágios termodinâmicos diferentes devido a sua condição supercrítica na entrada. A Figura 2.38 mostra um esquema do processo de expansão do CO₂ ao longo de um tubo capilar adiabático. O fluido entra no capilar no estado supercrítico (ponto 1) e sofre uma queda de pressão linear devido ao atrito. A redução progressiva da pressão faz com que o fluido atinja a pressão crítica (ponto 2) quando então passa ao estado de líquido sub-resfriado. A redução subsequente da pressão faz com que o fluido atinja a pressão de *flash* (ponto 3) – pressão de saturação para a temperatura do fluido – dando início então ao processo de vaporização. Neste último estágio o escoamento, agora bifásico, é acelerado devido ao aumento progressivo do volume específico do fluido. Isso provoca um aumento também progressivo do gradiente de pressão e da temperatura já que a condição é de saturação. Cabe salientar que o processo de expansão não é isentálpico como geralmente admitido. Isso ocorre porque em virtude da aceleração do fluido na seção bifásica parte da energia total é convertida em energia cinética o que exige a redução da entalpia para satisfazer o balanço de energia deste sistema (KHAN *et al.* 2009; SILVA *et al.* 2009).

Sistemas dotados de tubo capilar são originalmente ajustados através do dimensionamento do tubo capilar (comprimento e diâmetro) e da carga de refrigerante de forma a gerar o máximo desempenho numa determinada condição de temperatura ambiente e capacidade de refrigeração. Entretanto, como o tubo capilar possui uma geometria fixa, mudanças na temperatura ambiente ou na carga térmica afetam a temperatura de evaporação, o superaquecimento, a pressão de descarga e, conseqüentemente, o COP.

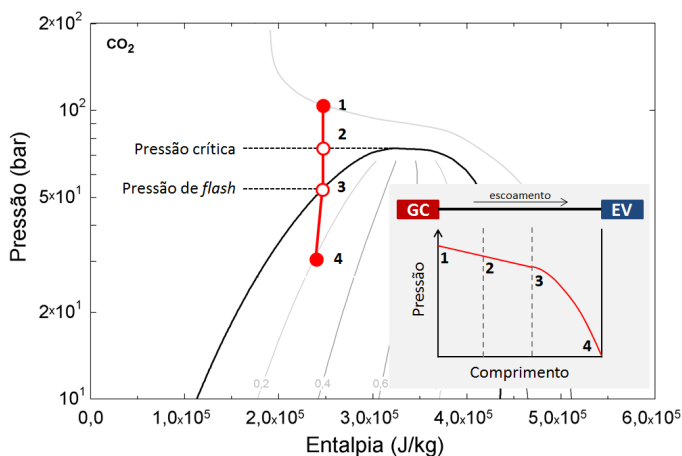


Figura 2.38 – Expansão do CO₂ ao longo de um tubo capilar adiabático

Madsen *et al.* (2005) utilizaram um modelo numérico para estimar o comportamento de um sistema de CO₂ com tubo capilar sujeito a variações de temperatura ambiente. Eles mostraram que existe uma perda considerável de performance provocada pelo afastamento da pressão de descarga do valor ideal. Deve-se, no entanto, ressaltar que os autores assumiram que a temperatura de evaporação não varia com a temperatura ambiente o que não acontece na prática. Por outro lado, Cecchinato *et al.* (2007) demonstraram experimentalmente que sistemas com capilares são capazes de gerar pressões de descarga próximas do valor ideal, independentemente da temperatura ambiente.

O processo de expansão pode também ser realizado através de válvulas de expansão termostáticas, dispositivos capazes de modular a vazão mássica de refrigerante através da variação do orifício de passagem. Essas válvulas, quando utilizadas em sistemas subcríticos conseguem manter o grau de superaquecimento constante dentro de uma ampla faixa de variação das condições de operação, o que traz benefícios em termos de capacidade de refrigeração e COP (APREA e MASTRULLO, 2002). Em sistema transcíticos, a modulação da vazão afeta também a pressão de descarga o que permite às válvulas de expansão também serem aplicadas com o propósito de estabelecer uma pressão de descarga próxima à ideal.

Agrawal e Bhattacharyya (2008) compararam numericamente um sistema com tubo capilar com outro que utiliza uma válvula eletrônica para ajustar a pressão de descarga em função da temperatura ambiente. Os

autores mostraram que no sistema com tubo capilar a pressão de descarga aumenta com a temperatura ambiente e se mantém próxima do valor ideal. O COP do sistema com capilar foi praticamente igual ao do sistema com válvula. Entretanto, deve-se mencionar que o modelo matemático possui algumas limitações, pois o superaquecimento é mantido constante e o compressor é considerado adiabático.

Resultados contraditórios vinculados a considerações equivocadas em modelos matemáticos não permitem determinar o real comportamento do sistema com capilar sob condições variáveis de operação. Além disso, não existem trabalhos experimentais conclusivos sobre o assunto (NARECO2, 2009).

Independentemente do fluido refrigerante e do tipo de dispositivo de expansão empregado, o processo convencional de expansão isentálpica impõe perdas termodinâmicas consideráveis ao ciclo (DOMANSKI, 1995; RATTS e BROWN, 2000; CAVALLINI, 2002). No sistema transcrito de CO₂ em particular, tal perda é ainda mais significativa devido ao maior diferencial de pressão existente (GROLL e KIM, 2007). Esta característica fica evidente quando se compara o título na entrada do evaporador para os ciclos sub- e transcrito nas condições de operação, ilustrados respectivamente nas figuras 2.39 e 2.40. Pode-se notar que o título no sistema com R134a é de 0,35 enquanto que o do CO₂ é 0,58 (65% maior) o que penaliza consideravelmente o efeito refrigerante específico (ERE).

2.3.3.2 *Redução das perdas no processo de expansão*

Parte das perdas do processo de expansão pode ser recuperada através do emprego de um trocador interno (iHX). O iHX reduz a temperatura do CO₂ na entrada do dispositivo de expansão o que repercute no retardamento do ponto de *flash* (ponto 3 na Figura 2.38) e na redução do comprimento da região bifásica (seção 3-4 na Figura 2.38) e, portanto, da restrição do escoamento.

Outra alternativa que também confere ganhos ao ciclo transcrito de CO₂ é a adoção de dispositivos capazes de recuperar o trabalho de expansão como, por exemplo, expansores e ejetores. A elevada pressão média de operação e a elevada diferença de pressão entre os lados de alta e baixa do sistema transcrito (Figura 2.41) é propícia para a geração de trabalho durante o processo de expansão que pode auxiliar o processo de compressão e assim reduzir a potência entregue ao compressor.

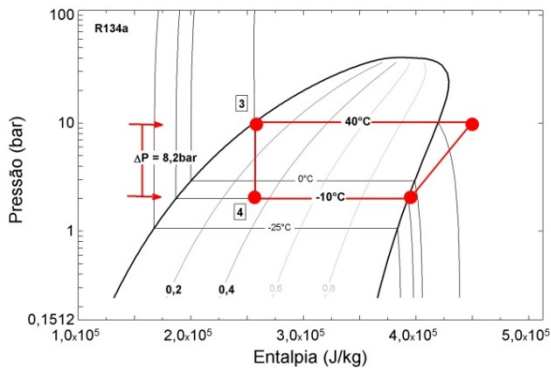


Figura 2.39 – Ciclo de refrigeração convencional subcrítico para o R134a na condição -10°C/40°C

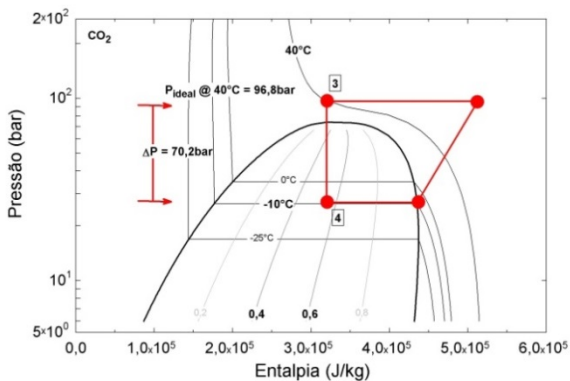


Figura 2.40 – Ciclo de refrigeração transcrito para o CO₂ na condição -10°C/40°C e $P_{ideal@40^{\circ}C}=96,8bar$

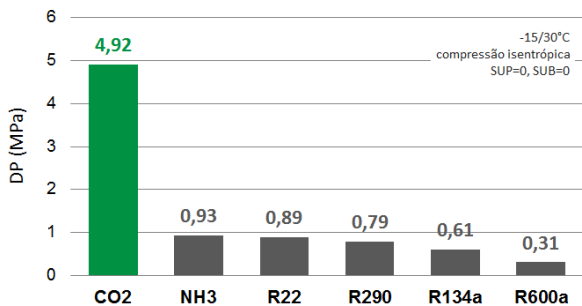


Figura 2.41 – Diferença de pressão entre os lados de alta e baixa do ciclo padrão para alguns fluidos

Além da geração de trabalho, turbinas e expansores substituem o processo de expansão quase-isentálpico (3-4 na Figura 2.42) característico dos dispositivos de expansão convencionais por um processo quase-isentrópico (3-4') proporcionando ganhos também no ERE.

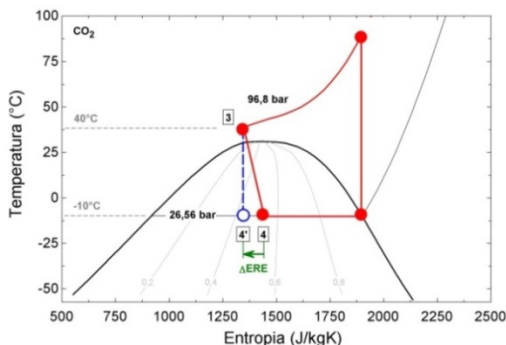


Figura 2.42 – Comparação das expansões isentálpica e isentrópica transcíticas

Robinson e Groll (1998) mostraram teoricamente que a substituição de uma válvula de expansão por uma turbina eleva o COP em 25%. Mostraram ainda que a presença de um trocador de calor interno diminui o potencial de geração de trabalho. Cho *et al.* (2009) mostraram teoricamente que o COP do sistema ilustrado na Figura 2.43-A depende fundamentalmente da eficiência do expensor empregado, conforme ilustrado na Figura 2.43-B. Associando uma eficiência isentrópica de 50%, eles estimaram ganhos da ordem de 50% no COP em relação ao ciclo padrão.

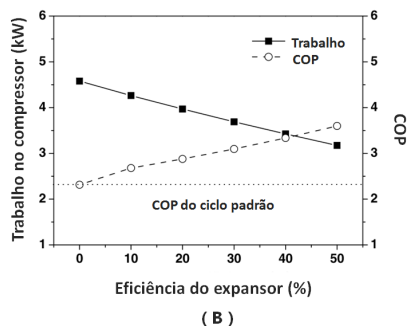
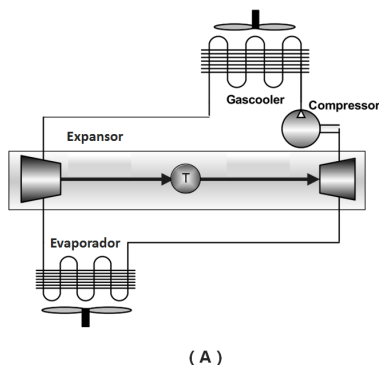


Figura 2.43 – (A) Ciclo com recuperação do trabalho de expansão (B) Trabalho de compressão e COP vs. eficiência do compressor (CHO *et al.*, 2009)

Na prática, entretanto, a eficiência isentrópica de turbinas e expansores ainda é relativamente baixa. Baek *et al.* (2005), por exemplo, obtiveram eficiências da ordem de 11% para um expansor do tipo pistão, oferecendo ganhos de 10% ao sistema. Na mesma linha, Yang *et al.* (2009) estudaram um expansor rotativo cuja eficiência isentrópica foi calculada em 23%.

O trabalho de expansão pode também ser parcialmente recuperado através do uso de ejetores cujo princípio de operação é baseado na conversão da energia do gás a alta pressão em energia cinética. A Figura 2.44 mostra um ciclo com ejetor e o seu respectivo diagrama P-h (ELBEL, 2011). Simplificadamente, gás a alta pressão (ponto 3) entra num bocal onde é acelerado e expandido até o ponto 4. O fluido proveniente do evaporador (ponto 10) é aspirado pelo ejetor (ponto 5) devido a diferença de pressão existente. A mistura assim formada (ponto 6) entra no difusor onde ocorre perda de velocidade e ganho de pressão (ponto 7). A seguir, o fluido entra num separador, de onde o vapor é aspirado pelo compressor (ponto 1) e o líquido é expandido até a pressão de evaporação (8-9).

O desempenho do ciclo com ejetor aumenta devido a três fatores: (i) elevação da pressão de sucção do compressor; (ii) aumento do efeito refrigerante específico devido a extração do vapor de *flash* (ponto 8) e (iii) intensificação das trocas de calor no evaporador devido a ausência de superaquecimento (evaporador superalimentado).

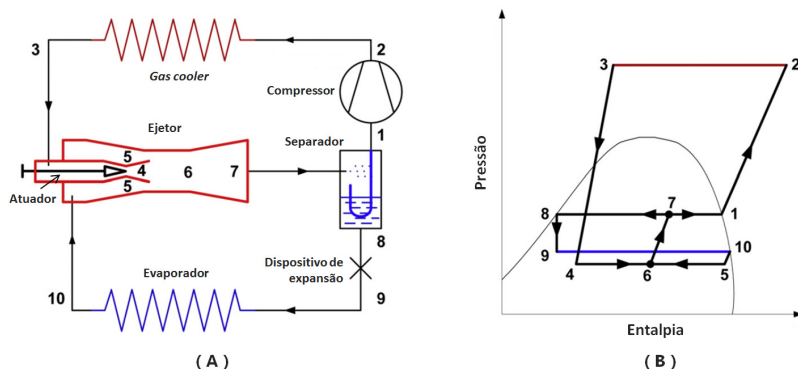


Figura 2.44 – (A) Diagrama esquemático de um ciclo ideal com ejetor, (B) diagrama P-h do ciclo transcritical com ejetor (ELBEL, 2011)

Li e Groll (2005) e Deng *et al.* (2007) analisaram teoricamente ciclos com ejetores e estimaram respectivamente ganhos de 16% e 22% no COP, em relação ao ciclo padrão.

Entretanto, os ejetores também apresentam fatores que restringem sua eficiência e, portanto limitam o desempenho final do sistema. Os principais fatores são: (i) operação errática devido a condição metaestável do fluido durante o processo de expansão do gás no bocal (ponto 4); (ii) irreversibilidades geradas pela mistura dos dois fluxos que entram na câmara de mistura com diferentes velocidades (ponto 6); (iii) ondas de choque geradas durante a mistura dos fluidos na garganta do bocal e (iv) dificuldades para estabelecer a condição ideal no processo expansão-compressão no bocal convergente-divergente do ejedor (ELBEL, 2011). Por essa razão, Elbel e Hrnjak (2008) conseguiram um ganho de apenas 7% no COP com o uso de ejedor em relação ao uso de uma válvula de expansão eletrônica.

Diferentemente do que ocorre com expansores e turbinas, a combinação de ejedor com trocador de calor interno proporciona ganho de performance ao sistema. A diminuição da temperatura na entrada do ejedor aumenta a eficiência o que garante uma melhor recuperação do trabalho de expansão (NAKAGAWA *et al.*, 2011). A Figura 2.45 compara o COP de dois ciclos fundamentais – um com ejedor e outro com válvula de expansão – usando diversas configurações de iHX. Na ausência de iHX, percebe-se que o ganho proporcionado pelo ejedor é pequeno, corroborando os resultados de Elbel e Hrnjak (2008). Entretanto, a associação do iHX ao ejedor oferece desempenho 20% superior em relação ao sistema dotado de iHX e válvula de expansão. A Figura 2.46 mostra que o aumento de performance resulta da diminuição do trabalho de compressão devido a menor diferença de pressão existente.

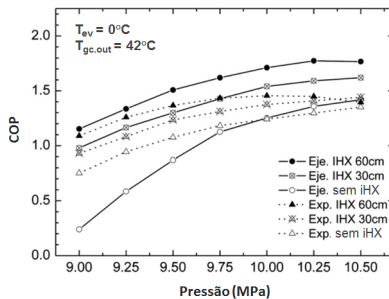


Figura 2.45 – COP vs. pressão de descarga para diferentes configurações de ciclo (NAKAGAWA *et al.*, 2011)

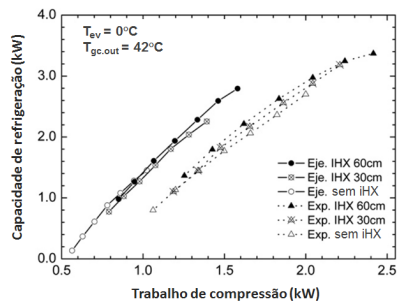


Figura 2.46 – Capacidade de refrigeração vs. trabalho e compressão para diferentes ciclos (NAKAGAWA *et al.*, 2011)

Apesar da potencialidade, os dispositivos capazes de recuperar parte do trabalho de expansão ainda possuem baixa eficiência e um alto custo tecnológico, o que torna ganhos de performance um desafio a ser obtido na prática. Assim, as válvulas de expansão e o tubo capilar ganham sobrevida em virtude do baixo custo e da simplicidade de aplicação.

2.3.4 Trocador de calor interno

A adoção de um trocador de calor interno (iHX) oferece diversas vantagens ao sistema de refrigeração. Em sistemas subcríticos, o iHX proporciona robustez à operação através da garantia da presença de líquido na entrada do dispositivo de expansão e de vapor na sucção do compressor.

Em sistemas de CO₂, o trocador de calor interno resfria o fluido na saída do *gas cooler*, o que garante uma menor geração de vapor durante o processo de expansão (*gas flash*) com consequente redução da perda de carga. Como resultado, tanto a vazão mássica de refrigerante como a capacidade de refrigeração aumentam e a diferença entre as pressões do sistema diminui (BJÖRK e PALM, 2006). A Figura 2.47 mostra que, ao resfriar o CO₂ do ponto 3 para 3', diminui-se o título na saída do dispositivo de expansão (de 4 para 4') com um correspondente aumento do efeito refrigerante específico (1-4'). Além do aumento do ERE, um menor título na entrada do evaporador intensifica a transferência de calor nesse componente. O superaquecimento gerado pelo iHX permite que o evaporador trabalhe inundado sem riscos ao compressor. No entanto, o refrigerante atinge a sucção do compressor em temperaturas mais elevadas (ponto 1 para 1'), o que aumenta o volume específico, o trabalho de compressão específico (1'-2') e a temperatura de descarga (ponto 2 para 2') e diminui a eficiência volumétrica do compressor.

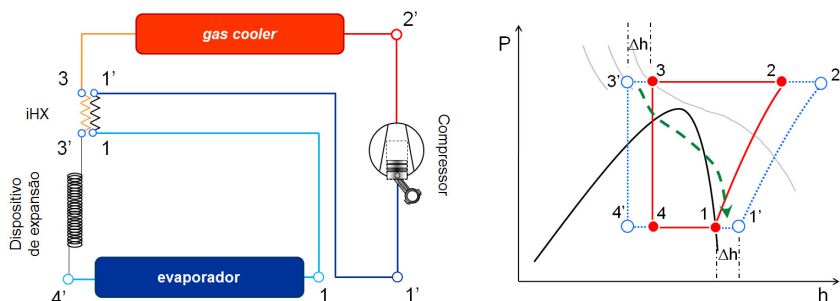


Figura 2.47 – Trocador de calor interno

Para efeito de comparação, a Figura 2.48 mostra a variação do COP teórico (calculado em função apenas da variação do ERE e do WE) para diversos fluidos refrigerantes em função do grau de superaquecimento. Percebe-se que o sistema transcrito de CO₂ é o que mais se beneficia da aplicação do iHX devido ao aumento do ERE. Já o R22 e a amônia são penalizados pelo maior incremento no WE (GOSNEY, 1982). Cabe salientar que esta comparação desconsidera os efeitos do superaquecimento sobre o rendimento mecânico do compressor o que pode inviabilizar ou potencializar a adoção do iHX para alguns fluidos e algumas condições de operação.

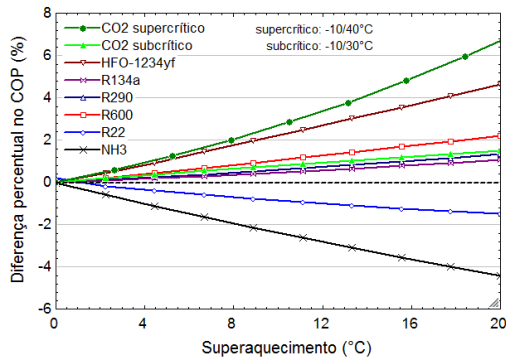


Figura 2.48 – Variação do COP teórico em função do grau de superaquecimento proporcionado pelo iHX

O grau de subresfriamento proporcionado pelo iHX também varia em função do fluido refrigerante empregado. A Figura 2.49 mostra que, no caso do CO₂, o subresfriamento é sempre menor para o mesmo superaquecimento. Isso se deve ao calor específico do CO₂ que é consideravelmente maior nos estados de líquido sub-resfriado e supercrítico do que no estado de vapor superaquecido encontrado nos demais fluidos analisados.

Em sistemas transcritos o trocador de calor interno também diminui a pressão de descarga ideal. A Figura 2.50 mostra que à medida que o superaquecimento aumenta de 0°C para 50°C, a temperatura do fluido supercrítico reduz de 40°C para 35°C. Por sua vez, a pressão de descarga ideal do sistema reduz de 100bar para 87,2bar para a mesma temperatura de 40°C na saída do *gas cooler*.

Diversos trabalhos comprovam os benefícios da utilização do iHX em sistemas transcritos de CO₂. Chen e Gu (2005) simularam um sistema de refrigeração considerando diferentes efetividades para o iHX. Concluíram que à medida que a efetividade aumenta, o COP do sistema aumenta devido ao

aumento do grau de resfriamento. Cho *et al.* (2007) avaliaram experimentalmente o efeito do iHX em sistemas de refrigeração e mostraram que a introdução do trocador de calor interno diminuiu a pressão ótima de descarga de 92bar para 87bar (5%) e aumentou o COP em 8% na condição de operação considerada. De forma semelhante, Koyama *et al.* (2008) mostraram que a aplicação do iHX propicia uma redução de 1,4% na pressão de descarga e um ganho de 8,5% no COP para a condição de operação avaliada. Rigola *et al.* (2008) mostraram que o ganho proporcionado pelo iHX é proporcional à temperatura ambiente. Neste caso, o COP aumentou de 4% a 25% quando a temperatura ambiente variou de 25°C a 43°C, sempre considerando a operação na pressão de descarga ideal em cada caso.

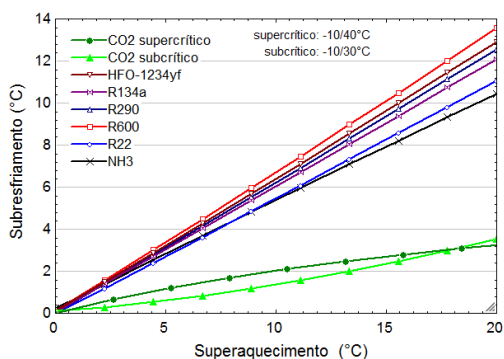


Figura 2.49 – Subresfriamento vs. superaquecimento atribuídos ao iHX

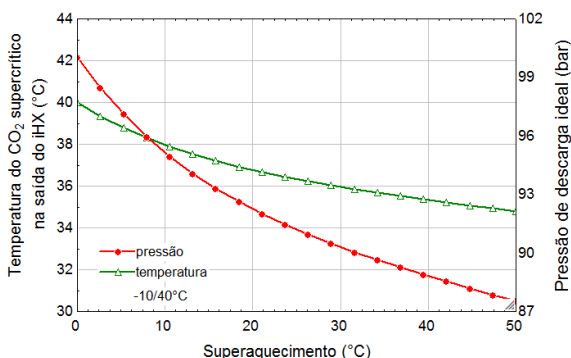


Figura 2.50 – Pressão de descarga ideal e temperatura do CO₂ supercrítico na saída do iHX vs. grau de superaquecimento

Torrella *et al.* (2011) analisaram a influência do iHX sobre diversos parâmetros do sistema. Mostraram que uma consequência direta da utilização do iHX é o aumento do volume específico do fluido na sucção do compressor que diminui a vazão mássica de refrigerante (Figura 2.51). O aumento da temperatura na sucção também aumenta a temperatura de descarga e, portanto o trabalho específico de compressão. A Figura 2.52 mostra que a potência de compressão não é afetada pela presença do iHX, sugerindo que a redução da vazão mássica compensa o aumento do trabalho específico de compressão. Por sua vez, a Figura 2.53 mostra que a presença do iHX aumenta a capacidade de refrigeração, sugerindo que o aumento proporcionado ao ERE é superior à redução da vazão mássica. Como resultado, a Figura 2.54 mostra que o COP do sistema aumenta com a presença do trocador de calor interno nesta configuração avaliada.

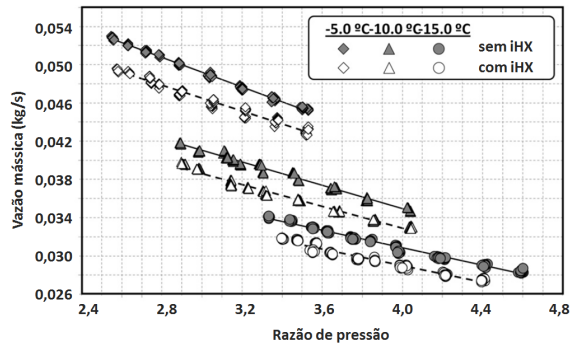


Figura 2.51 – Vazão mássica vs. relação de pressão, temperatura de evaporação e presença de iHX (TORRELLA *et al.*, 2011)

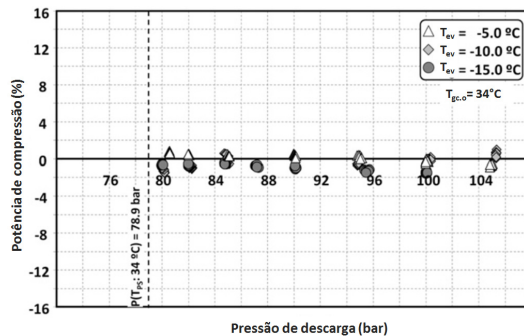


Figura 2.52 – Variação da potência de compressão vs. pressão de descarga e temperatura de evaporação com iHX (TORRELLA *et al.*, 2011)

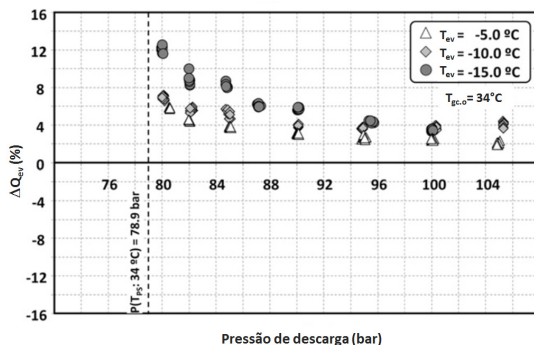


Figura 2.53 - Variação da capacidade de refrigeração vs. pressão de descarga e temperatura de evaporação com iHX (TORRELLA *et al.*, 2011)

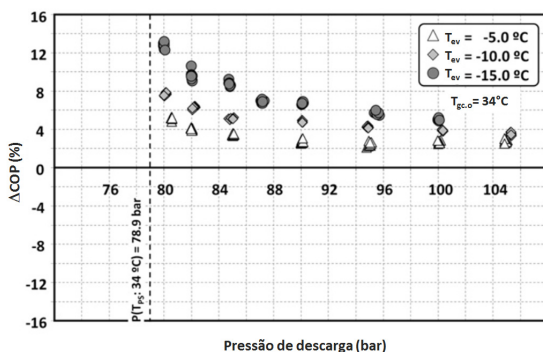


Figura 2.54 - Variação do COP vs. pressão de descarga e temperatura de evaporação com iHX (TORRELLA *et al.*, 2011)

Deve-se mencionar que o iHX também afeta a temperatura de descarga do compressor. A Figura 2.55 mostra que a adoção do iHX impõe um aumento de aproximadamente 10°C na temperatura de descarga o que pode limitar a faixa de operação do sistema. Tal incremento na temperatura pode resultar em problemas de degradação do óleo lubrificante e de redução da vida de componentes mecânicos.

Em face ao exposto, pode-se concluir que o trocador de calor interno é imprescindível para o aumento do desempenho de sistemas transcíticos de CO₂.

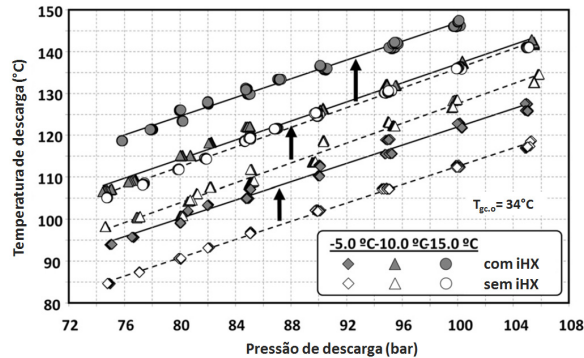


Figura 2.55 – Temperatura de descarga vs. pressão de descarga, temperatura de evaporação e presença do iHX (TORRELLA *et al.*, 2011)

2.3.5 Transferência de calor nos trocadores

Os sistemas de CO₂, por operarem próximos ao ponto crítico, possuem propriedades termofísicas que intensificam a transferência de calor e reduzem a perda de carga nos trocadores (KIM *et al.*, 2004). Esta característica é particularmente importante já que permite ao sistema de CO₂ compensar parte das perdas intrínsecas ao ciclo termodinâmico transcrito e alcançar um rendimento comparável aos fluidos sintéticos sob determinadas condições de operação.

Os Apêndices A e B abordam, respectivamente, a análise da transferência de calor e da perda de carga em trocadores de calor de microcanais e da influência do óleo lubrificante sobre estes parâmetros.

2.3.5.1 Fluido bifásico

Os mecanismos de transferência de calor e perda de carga do escoamento bifásico do CO₂ não diferem daqueles encontrados com fluidos sintéticos. Entretanto, as propriedades termofísicas do CO₂ geram padrões de escoamento e coeficientes de transferência de calor e de perda de carga distintos daqueles encontrados com tais fluidos (MASTRULLO *et al.*, 2010).

No caso do evaporador, a menor viscosidade da fase líquida aliada a uma menor relação de densidade líquido/vapor (Tabela 2.3) confere menor velocidade da fase vapor em relação à líquida, o que se traduz em uma maior homogeneidade do escoamento bifásico. Tais características garantem uma menor perda de carga devido ao menor atrito entre as fases e um aumento da taxa de transferência de calor já que a menor velocidade do vapor agora permite a mais fácil formação dos embriões de vapor. Além disso, a menor

tensão superficial do CO₂ exige menos energia para o desencadeamento e manutenção do processo de ebulição. Deve-se ressaltar ainda que a condutividade térmica do CO₂ em ambas as fases é superior a dos demais fluidos, o que também favorece o processo de transferência de calor.

Tabela 2.3 - Propriedades físicas do CO₂, R410A, R134a e R22 para a temperatura de -15°C (EES, 2011)

	CO2	R410A	R134a	R22
Pred	0,3105	0,0976	0,0404	0,0594
σ (N/m)	0,0071	0,0118	0,0137	0,0140
ρ_l (kg/m ³)	1008	1236	1343	1321
ρ_v (kg/m ³)	60,73	18,53	8,28	12,81
ρ_l/ρ_v	16,60	66,70	162,1	103,1
μ_l (μ Pa s)	128,3	204,5	323,6	238,4
μ_v (μ Pa s)	13,47	11,18	10,32	11,34
μ_l/μ_v	9,52	18,29	31,36	21,03

Para efeito de comparação, a Figura 2.56 mostra o comportamento do coeficiente de transferência de calor em função do título ao longo do evaporador, indicando que o coeficiente do CO₂ pode ser até 2,5 vezes superior ao do R22 e do R134a nas mesmas condições de operação (OH e SON, 2011). Essas características fazem com que a diferença de temperatura entre o refrigerante e o meio sendo resfriado seja menor, com impacto positivo sobre o COP da instalação (KIM *et al.*, 2004; GORENFLO e KOTTHOFF, 2005; THOME e RIBATSKI, 2005).

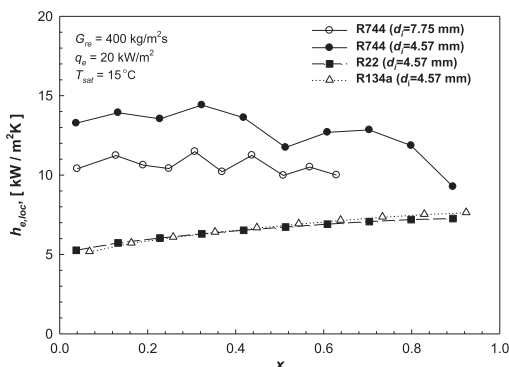


Figura 2.56 – Comparação do coeficiente de transferência de calor para escoamento bifásico de diferentes fluidos refrigerantes (OH e SON, 2011)

De forma geral, os modelos de transferência de calor na região bifásica são baseados em mecanismos (ebulição, convecção, radiação) e regimes de escoamento (borbulhado, golfado, anular, etc.) (COLLIER e THOME, 1994). Dois dos principais mecanismos de transferência de calor são a ebulição nucleada (coeficiente de transferência de calor bifásico α_{nb}) e a ebulição convectiva (coeficiente de transferência de calor bifásico α_{cb}). A ebulição nucleada, neste caso, é similar ao processo de ebulição em piscina (*pool boiling*), diferenciando-se pelo fato do escoamento poder influenciar o processo de geração e desprendimento das bolhas de vapor. Por sua vez, a ebulição convectiva refere-se ao processo convectivo que ocorre entre a parede do tubo aquecida (ou resfriada) e a fase líquida do escoamento. O mecanismo de ebulição nucleada tende a ser dominante nas regiões de título reduzido e altos fluxos de calor enquanto que a parcela convectiva é dominante nas regiões de altos títulos e velocidade mássica e reduzido fluxo de calor (THOME, 2010). O coeficiente de transferência de calor bifásico α é então definido a partir da adoção de fatores (F e S) para suprimir ou intensificar a contribuição de cada um dos mecanismos de troca:

$$\alpha = F \cdot \alpha_{cb} + S \cdot \alpha_{nb} \quad 2.6$$

O processo de transferência de calor ao longo do trocador depende ainda dos regimes de escoamento pré-secagem, secagem (*dryout*) e pós-secagem.

A condição pré-secagem, observada no início do evaporador, é caracterizada por altas taxas de transferência de calor sustentadas principalmente pelo mecanismo de ebulição nucleada no filme de líquido existente na parede do tubo – escoamento anular. A Figura 2.57 mostra que, logo no início do evaporador – região de título reduzido – o coeficiente de transferência de calor do CO₂ é consideravelmente maior que o do R22 e R410A em virtude da reduzida tensão superficial e da alta densidade do CO₂ líquido (Tabela 2.3) que intensificam a ebulição nucleada (PARK e HRNJAK, 2007 e CHENG *et al.*, 2008b e 2008c). À medida que o título aumenta o coeficiente de transferência de calor do R22 e do R410A aumenta consistentemente atingindo valores próximos ao do CO₂ em títulos mais elevados. Isso ocorre devido à intensificação da parcela de ebulição convectiva proporcionada pela aceleração do fluxo devido ao aumento do volume específico do fluido bifásico. O CO₂, entretanto, apresenta apenas um leve aumento do coeficiente de transferência de calor, pois a menor diferença entre as densidades do líquido e vapor (menor variação do volume específico) (Tabela 2.3) resulta numa menor expansão e menor aceleração do fluido.

A seguir, o escoamento atinge a condição de secagem (*dryout*) onde o filme de líquido na parede do tubo deixa de existir e o líquido remanescente fica impregnado na fase vapor que escoar com maior velocidade e mais alto título (COLLIER e THOME, 1994; THOME, 2010; OH e SON, 2011). Em tubos horizontais, a secagem não ocorre num valor específico de título devido ao fluxo ser estratificado. Devido a gravidade, a secagem ocorre primeiramente na parte superior do tubo, caracterizando o ponto inicial x_{di} do regime de secagem (posição 'A-A' na Figura 2.58). A parte superior do tubo deixa de apresentar a parcela de ebulição nucleada que, como visto anteriormente, domina o processo de transferência de calor bifásico dando início a uma drástica redução do coeficiente de transferência de calor (ponto A da Figura 2.59). A diminuição do filme de líquido se estende pelo perímetro do tubo até atingir a porção inferior, quando então ocorre o completo secamento da parede do tubo, caracterizando o ponto x_{de} (posição 'C-C' na Figura 2.58 e ponto C da Figura 2.59). A faixa entre x_{di} e x_{de} é chamada secagem (*dryout*). Este comportamento é comprovado pelo aumento sucessivo das temperaturas do topo e das laterais do tubo a partir do início da secagem (Figura 2.60).

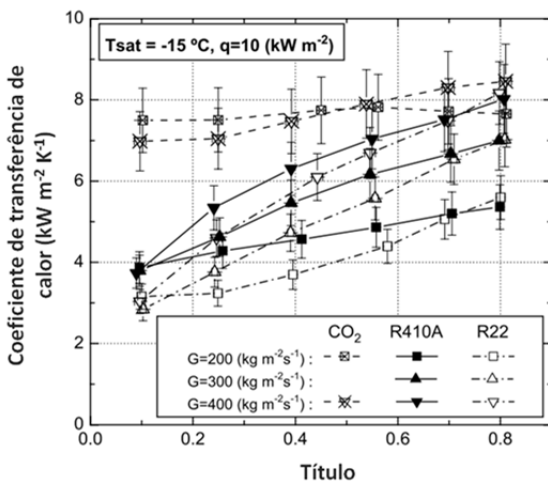


Figura 2.57 - Comparação do coeficiente de transferência de calor para os fluidos CO_2 , R22 e R410A em função da fluxo de massa e do título (PARK e HRNJAK, 2007)

A condição pós-secagem ocorre sob condições de título mais elevado – entre x_{de} e 1 – (posições além de 'C-C' na Figura 2.58 e C na Figura 2.59) sendo caracterizada por uma reduzida troca de calor entre a parede do tubo e o vapor e gotículas de líquido escoando – escoamento em gotículas (COLLIER

e THOME, 1994; OH e SON, 2011). Comparado a outros fluidos, o CO₂ atinge esta condição mais rapidamente, i.e., com menor vazão mássica e mais baixo título (PARK e HRNJAK, 2007).

Por fim, quando não existirem mais gotículas de líquido suspensas no vapor, o fluido atinge a condição superaquecida quando então a troca de calor ocorre predominantemente por convecção e radiação.

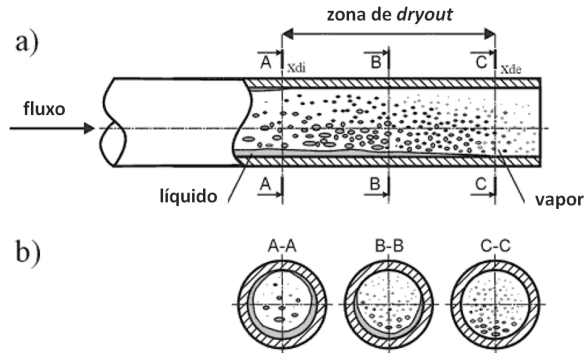


Figura 2.58 - Representação dos regimes de ebulição num tubo horizontal (THOME, 2010)

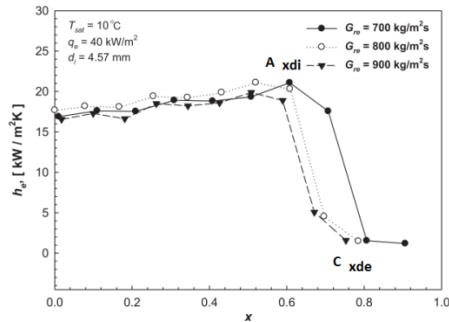


Figura 2.59 - Coeficiente de transferência de calor para o CO₂ bifásico vs. título para o escoamento em tubo horizontal (OH e SON, 2011)

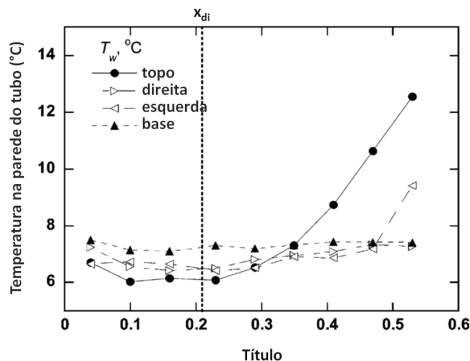


Figura 2.60 - Temperatura da parede do tubo em 4 pontos do perímetro vs. título para o escoamento de CO₂ em tubo horizontal (YOON *et al.* 2004)

Outra importante característica do CO₂ é o pequeno efeito do fluxo de massa sobre o coeficiente de transferência de calor. A Figura 2.57 mostra que o fluxo de massa afeta o coeficiente de transferência de calor do R22 e do R410A, mas praticamente não afeta o do CO₂. Isso ocorre porque a transferência de calor no R22 e no R410A é governada pela parcela convectiva enquanto que no CO₂ a parcela dominante é a da ebulição nucleada. O aumento da vazão intensifica a parcela de ebulição convectiva o que beneficia o R22 e o R410A. No entanto, o aumento da vazão penaliza o CO₂ já que esta inibe a ebulição nucleada pela supressão dos núcleos de formação de vapor. Ainda, aumentar o processo convectivo através do aumento do fluxo de massa acarreta na redução do superaquecimento na parede imprescindível para a nucleação e o crescimento das bolhas de vapor necessárias ao processo de ebulição nucleada (CAREY, 1992; COLLIER e THOME, 1994). Este comportamento ocorre independentemente do fluxo de calor e da temperatura de saturação (Figuras 2.61 e 2.62). Cabe ressaltar o comportamento aparentemente anômalo – diminuição do coeficiente de transferência de calor com o aumento do título – referente ao fluxo de massa de 100 kg/m²s (Figuras 2.61 e 2.62). Este comportamento se deve ao escoamento estratificado nessa condição. Isso significa que o topo do tubo não possui líquido para permitir a ebulição nucleada, comprometendo o coeficiente de transferência de calor. À medida que o fluxo de massa aumenta (200 kg/m²s e 400kg/m²s), o padrão de escoamento passa para anular, o que intensifica o processo convectivo de troca de calor (PARK e HRNJAK, 2007).

Deve-se notar que o coeficiente de transferência de calor do CO₂ e do R410A a -15°C (Figura 2.61) é sempre superior ao obtido a -30°C (Figura 2.62) porque a redução da temperatura aumenta a tensão superficial (de

0,007097N/m para 0,01008N/m para o CO₂) e, portanto, reduz a parcela referente à ebulição nucleada. Uma vez que a ebulição nucleada é a parcela dominante no processo de transferência de calor do CO₂, este sofre uma redução do coeficiente de transferência de calor mais severa em função da temperatura. Os resultados de Oh e Son (2011) (Figura 2.63) corroboram os resultados de Park e Hrnjak (2007).

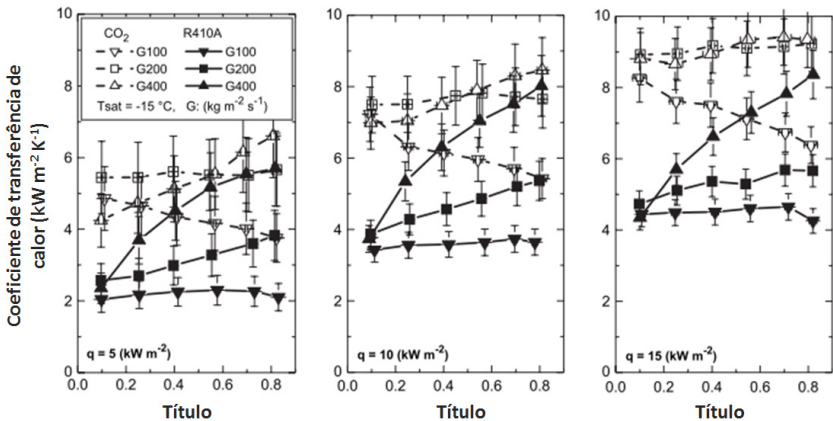


Figura 2.61 – Coeficiente de transferência de calor para o CO₂ e o R410A em função do fluxo de massa, e título para a temperatura de evaporação de -15°C (PARK e HRNJAK, 2007)

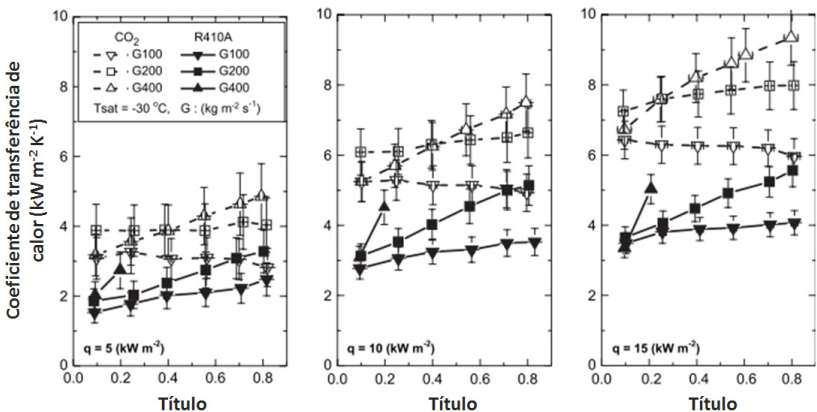


Figura 2.62 - Coeficiente de transferência de calor para o CO₂ e o R410A em função do fluxo de massa, e título para a temperatura de evaporação de -30°C (PARK e HRNJAK, 2007)

O aumento do fluxo de massa do CO₂ também afeta o título crítico referente ao início da condição de secagem x_{di} . A Figura 2.59 mostrou que a região de secagem ocorre com títulos menores com maiores fluxos de massa devido ao maior arraste do líquido das paredes para o núcleo de vapor (*entrainment*) (OH e SON, 2011). Já o efeito da temperatura sobre o início da secagem é ilustrado na Figura 2.63. Neste caso, a secagem passa a ocorrer em títulos menores à medida que a temperatura aumenta porque a consequente redução da tensão superficial facilita a quebra do filme de líquido presente na parte superior do tubo, desencadeando o início da secagem (OH e SON, 2011).

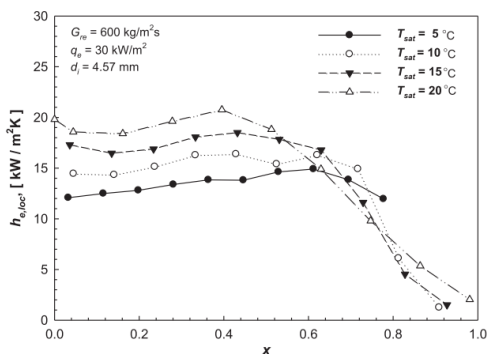


Figura 2.63 - Coeficiente de transferência de calor em função da temperatura (OH e SON, 2011)

Deve-se ainda mencionar que o fluxo de calor imposto ao escoamento também afeta o coeficiente de transferência de calor. A Figura 2.64 mostra que o aumento do fluxo de calor aumenta o coeficiente de transferência na região de baixo título (pré-secagem) e acelera o início da secagem. O aumento do fluxo de calor aumenta o superaquecimento da parede necessário ao processo de nucleação e crescimento das bolhas de vapor, intensificando o processo de ebulição nucleada e aumentando o coeficiente de transferência de calor.

As observações anteriores foram feitas com base nos trabalhos de Park e Hrnjak (2007) e Oh e Son (2011) que utilizaram respectivamente tubos de 6mm e 4,57mm de diâmetro interno. No entanto, os mesmos padrões são também obtidos por Mastrullo *et al.* (2009), com tubo de 3mm de diâmetro e por Dang *et al.* (2010) com microcanais de 2mm com e sem micro aletas. Isso indica que o diâmetro do tubo e a presença de micro aletas para intensificação da transferência de calor não afetam os padrões de escoamento do CO₂.

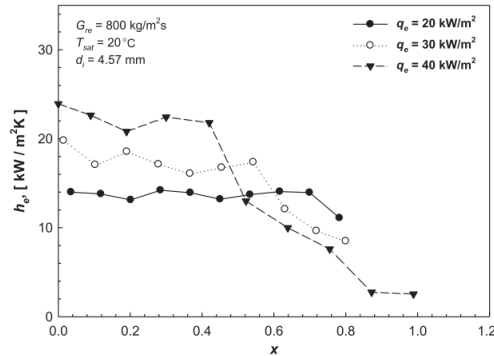


Figura 2.64 - Coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de calor (OH e SON, 2011)

As características anteriores, do ponto de vista prático, indicam a possibilidade de desenvolvimento de evaporadores mais eficientes. Por exemplo, o aumento do fluxo de massa numa aplicação com fluido sintético implica num compromisso entre o aumento da taxa de transferência de calor e a perda de carga. No caso do CO₂ o aumento do fluxo de massa só traz prejuízos em função do aumento da perda de carga. Nesse caso, o ideal seria operar com um fluxo de massa baixo para reduzir a perda de carga e também para evitar/atrasar o início da condição de secagem. Uma opção seria atuar no diâmetro da tubulação. Entretanto, o aumento do diâmetro penaliza o coeficiente de transferência de calor, como mostrado na Figura 2.56. Portanto, o diâmetro do tubo do trocador passa a ser um fator fundamental na determinação do ponto ótimo de operação do sistema já que este afeta, direta ou indiretamente, a taxa de transferência de calor, o ponto de início da secagem, a perda de carga e a velocidade de escoamento para garantir o retorno do lubrificante ao compressor.

Em resumo:

- A contribuição da ebulição nucleada é predominante;
- Os coeficientes de transferência de calor do CO₂ são superiores aos obtidos com fluidos convencionais;
- Os regimes de escoamento do CO₂ são diferentes dos observados com outros fluidos, principalmente em relação à secagem;
- As correlações clássicas para transferência de calor usualmente subestimam os dados experimentais.

Análise semelhante pode ser feita para o processo de condensação do CO₂, quando a temperatura ambiente é suficientemente baixa para garantir pressão e temperatura abaixo do ponto crítico. Park e Hrnjak (2009) avaliaram

o comportamento do coeficiente de transferência de calor durante o processo de condensação do CO₂. A Figura 2.65 mostra que o coeficiente de transferência de calor aumenta consideravelmente com o título e com o fluxo de massa, mas não é afetada pelo subresfriamento em relação à parede do tubo. Estes resultados diferem dos observados para o processo de evaporação cujo coeficiente de transferência de calor não é afetado pelo fluxo de massa mas é influenciado pelo fluxo de calor (superaquecimento). Apesar dos resultados experimentais terem sido obtidos com tubos de pequeno diâmetro (0,89mm), os autores afirmam que o mesmo comportamento também é encontrado com tubos de maiores diâmetros.

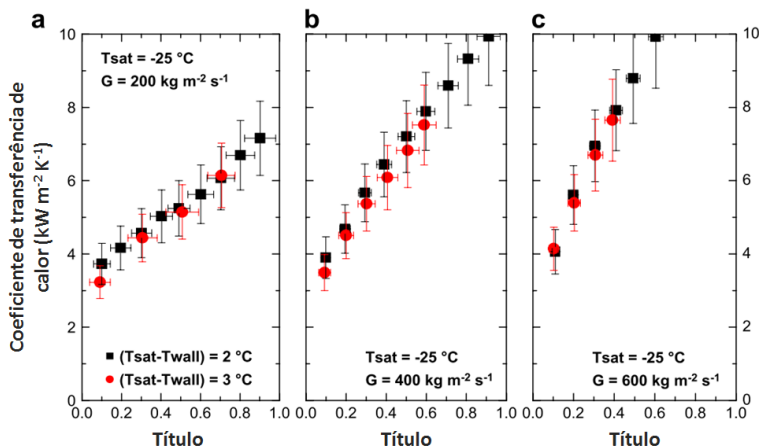


Figura 2.65 - Coeficiente de transferência de calor para a condensação do CO₂ em função da vazão mássica, do subresfriamento na parede e do título (PARK e HRNJAK, 2009)

As propriedades termofísicas também favorecem o CO₂ no que se refere à perda de carga do escoamento bifásico. A Figura 2.66 mostra o comportamento da perda de carga no escoamento bifásico do CO₂, R410A e R22 indicando um aumento com o fluxo de massa, com o título e com a redução da temperatura para todos os fluidos. O aumento do fluxo de massa aumenta a velocidade do escoamento e, portanto a perda por atrito (PARK e HRNJAK, 2007). O aumento do título também acelera o escoamento em razão do aumento do volume específico, intensificando as perdas por atrito. Por sua vez, a diminuição da temperatura aumenta a perda de carga devido ao aumento da viscosidade do líquido e da densidade do vapor.

Notadamente, a perda de carga do CO₂ é menor que a dos demais fluidos quando comparados sob mesmos títulos, temperaturas e fluxos de massa. Nesta condição, a perda de carga é determinada pela viscosidade e

densidade do líquido e do vapor, as quais são favoráveis ao CO₂. Com base na Tabela 2.3, nota-se que a densidade do vapor do CO₂ é respectivamente 227%, 374% e 633% maior que as do R410A, R22 e R134a. Nota-se também que a viscosidade do vapor é aproximadamente 20% maior que os demais fluidos. A perda de carga no escoamento bifásico é inversamente proporcional à densidade do vapor que, como visto, põe o CO₂ em vantagem. Por outro lado, a perda de carga é diretamente proporcional à viscosidade do vapor que, neste caso, põe o CO₂ em desvantagem. Entretanto, a vantagem oferecida pela densidade sobrepõe-se à desvantagem da viscosidade (PARK e HRNJAK, 2007). Portanto, a perda de carga do CO₂ é menor principalmente em função da maior densidade do vapor que proporciona uma menor velocidade da fase vapor em relação à líquida para um mesmo fluxo de massa.

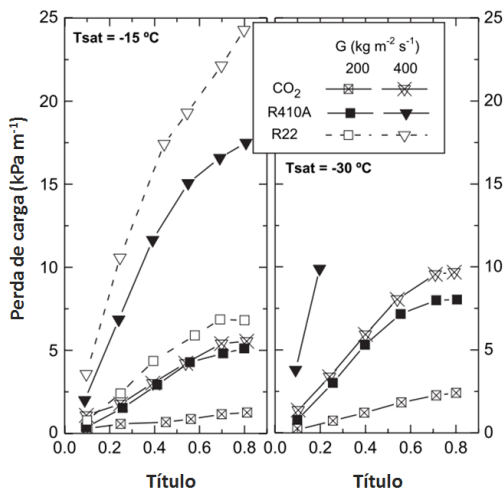


Figura 2.66 - Perda de carga para escoamento bifásico de CO₂, R410A e R22 vs. fluxo de massa, título e temperatura (PARK e HRNJAK, 2007)

2.3.5.2 Fluido supercrítico

Quando o sistema de CO₂ opera em modo transcrito o processo de rejeição de calor, de natureza predominantemente latente em ciclos convencionais, se torna sensível. Nesta condição, o processo de rejeição de calor fica susceptível às fortes variações das propriedades termofísicas do CO₂ ao longo do *gas cooler* (ver seção 2.2 - Propriedades termofísicas do CO₂).

A Figura 2.67 mostra que o perfil de temperatura ao longo do *gas cooler* é influenciado pela variação do calor específico. A variação do Cp se

reflete no coeficiente de transferência de calor (Figura 2.68) que atinge o valor máximo na temperatura pseudocrítica de 39,8°C.

Desse modo, análises de transferência de calor baseados nos métodos DTML e ε -NUT geram erros consideráveis já que estes utilizam valores médios de calor específico e condutividade térmica ao longo do trocador de calor. O *gas cooler* deve então ser analisado de forma segmentada garantindo a atualização sucessiva das propriedades à medida que o fluido supercrítico resfria ao longo do trocador (Figura 2.69).

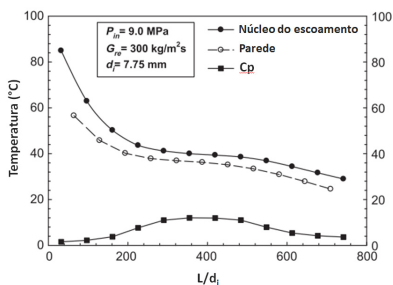


Figura 2.67 - Perfil de temperatura ao longo do *gas cooler* (OH e SON, 2010)

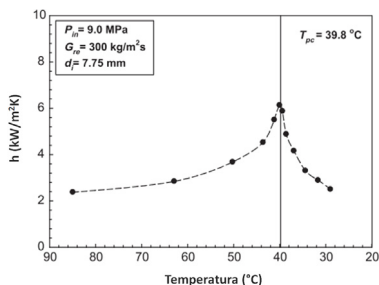


Figura 2.68 - Coeficiente de transferência de calor vs. temperatura no *gas cooler* (OH e SON, 2010)

Além da variação ao longo do trocador de calor, a variação radial da temperatura na camada limite térmica também afeta o processo de cálculo. A Figura 2.67 evidencia o comportamento da diferença de temperatura entre o núcleo do escoamento (T_B) e a parede do tubo (T_w) ao longo do *gas cooler*, a qual também impõe variações significativas nas propriedades termofísicas e, consequentemente, no coeficiente de transferência de calor (Figura 2.69).

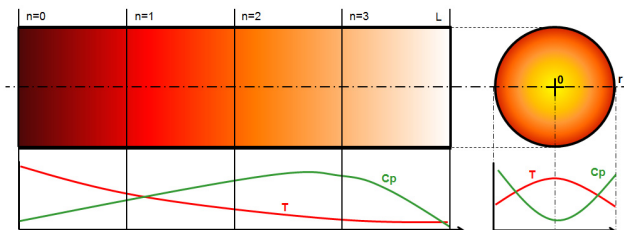


Figura 2.69 – Representação da variação longitudinal e radial da temperatura e propriedades físicas do CO₂

O coeficiente de transferência de calor para o CO₂ supercrítico varia com a temperatura, pressão e fluxo mássico (OH e SON, 2010). O efeito da

temperatura sobre as propriedades termofísicas – principalmente o calor específico – pôde ser notado na Figura 2.68. O efeito da pressão é ilustrado na Figura 2.70, onde se percebe que o aumento da pressão suaviza os picos impostos pela redução do C_p . Ainda, o aumento da pressão aumenta o coeficiente de transferência de calor quando a temperatura é inferior à temperatura pseudocrítica, diminuindo em caso contrário. Por outro lado, o aumento do fluxo de massa aumenta o coeficiente de transferência de calor médio e o pico referente à condição pseudocrítica devido ao aumento do mecanismo de troca de calor convectivo (Figura 2.71).

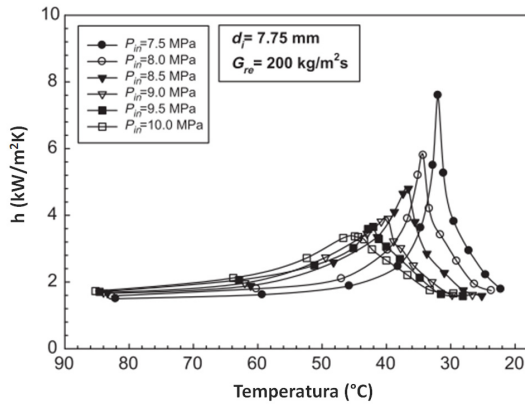


Figura 2.70 - Coeficiente de transferência de calor do CO₂ supercrítico em função da pressão e da temperatura (OH e SON, 2010)

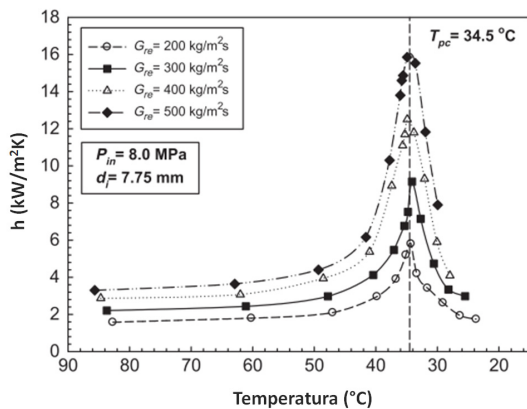


Figura 2.71 - Coeficiente de transferência de calor do CO₂ supercrítico em função do fluxo de massa e da temperatura (OH e SON, 2010)

A Figura 2.72 mostra que a redução do diâmetro do tubo do *gas cooler* promove o aumento do coeficiente de transferência de calor. Isso ocorre devido a melhor homogeneidade térmica e maior contato do fluido supercrítico com a parede do tubo. Esta característica sugere a adoção de trocadores do tipo microcanais, já que a perda de carga não se manifesta de maneira marcante.

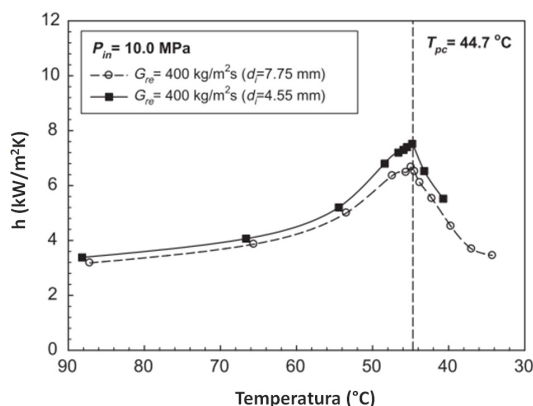


Figura 2.72 - Coeficiente de transferência de calor do CO₂ supercrítico em função do diâmetro do tubo (OH e SON, 2010)

Comparando com o processo de condensação, o resfriamento sensível do gás supercrítico do CO₂ oferece maiores coeficientes de transferência de calor e menor perda de carga (KIM *et al.*, 2004). Tal vantagem é particularmente importante, pois proporciona um menor *approach* em relação ao fluido externo. Essa característica garante um menor título na entrada do evaporador com um consequente aumento do efeito refrigerante específico. A Figura 2.73 ilustra esse efeito através da variação relativa no COP do R134a e do CO₂ respectivamente em função da temperatura de saída do fluido do condensador e do *gas cooler*. Percebe-se que uma redução de 10°C em relação a temperatura de referência (40°C) garante um aumento de aproximadamente 40% no COP para o R134a enquanto que para o CO₂ este aumento chega à 70%.

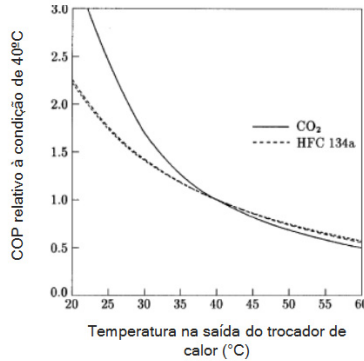


Figura 2.73 - COP vs. temperatura na saída do trocador de calor (KIM *et al.*, 2004)

A condição supercrítica do CO₂ é particularmente favorável à aplicação em bombas de calor para aquecimento de água. A Figura 2.74 compara o processo de aquecimento de água a partir do CO₂ supercrítico com a condensação do R134a. Percebe-se que o aumento da temperatura da água acompanha o perfil de resfriamento do CO₂ supercrítico o que diminui as perdas termodinâmicas e permite a obtenção de temperaturas elevadas para a água. O R134a, por outro lado, é limitado pelo processo isotérmico de condensação. Neste exemplo, para que a bomba de calor de R134a conseguisse elevar a temperatura da água até 70°C, a condensação deveria ser elevada para este patamar através do aumento da pressão de descarga. Isso provocaria o aumento da relação de compressão e a diminuição da parcela bifásica na condensação (redução do domo) com impacto negativo sobre a eficiência do sistema.

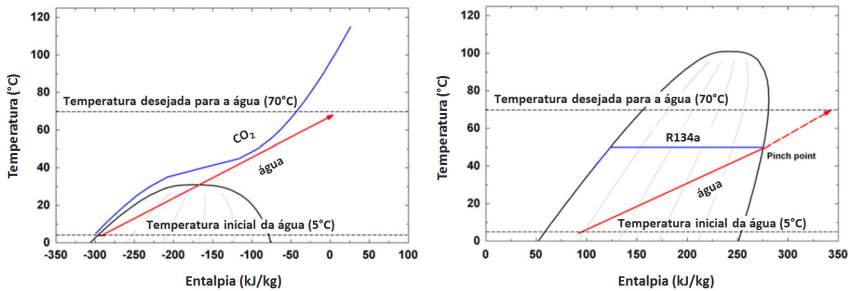


Figura 2.74 - Comportamento dos fluidos no trocador de calor durante aquecimento de água numa bomba de calor para os fluidos refrigerantes CO₂ e R134a (FRONK e GARIMELLA, 2011)

2.3.6 Processo de compressão

As altas pressões impostas pelo CO₂ exigem cuidados especiais para garantir a integridade do compressor. No entanto, algumas características termodinâmicas tornam o processo de compressão do CO₂ mais eficiente do que o dos fluidos refrigerantes convencionais.

A Figura 2.75 compara o diagrama P-v de dois compressores, um de CO₂ e outro de R134a, ambos operando com capacidades, volume morto e temperaturas de evaporação e condensação equivalentes. Nota-se que o compressor de CO₂ opera com uma pressão média significativamente superior ao do R134a; a diferença de pressão é também maior para o CO₂, mas a sua relação de pressão é menor. Por fim, o deslocamento volumétrico do compressor de CO₂ é expressivamente menor que o equivalente operando com R134a.

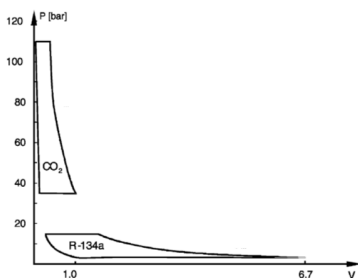


Figura 2.75 - Diagrama indicado para compressão de CO₂ e R134a (KIM *et al.*, 2004)

A Figura 2.76 indica que, para uma condição de referência -15/30°C, o CO₂ apresenta a maior diferença de pressão dentre os fluidos considerados o que o torna mais suscetível a vazamentos nas válvulas e na folga pistão-cilindro, as quais reduzem a eficiência global de compressão. Entretanto, a maior diferença de pressão também proporciona a redução das perdas do escoamento através das válvulas de sucção e descarga, de certa maneira compensando as perdas pelos vazamentos (SÜB e KRUSE, 2008).

Por sua vez, Figura 2.77 mostra que a relação de pressão do CO₂ na condição de referência é inferior a dos demais fluidos, diminuindo as perdas no processo de re-expansão do CO₂ ao final do ciclo de compressão. Isso aumenta o rendimento volumétrico e contribui para a redução do deslocamento volumétrico necessário para uma determinada capacidade (KIM *et al.*, 2004). A Figura 2.78 expande esta análise e mostra que o CO₂ sempre produz a menor razão de pressão, independentemente da condição de operação.

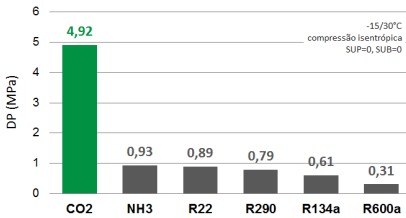


Figura 2.76 – Diferença de pressão para diferentes fluidos

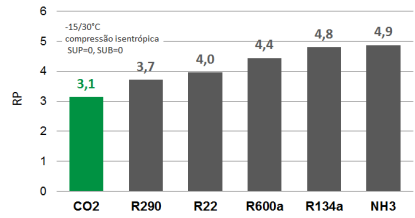


Figura 2.77 – Relação de pressão para diferentes fluidos

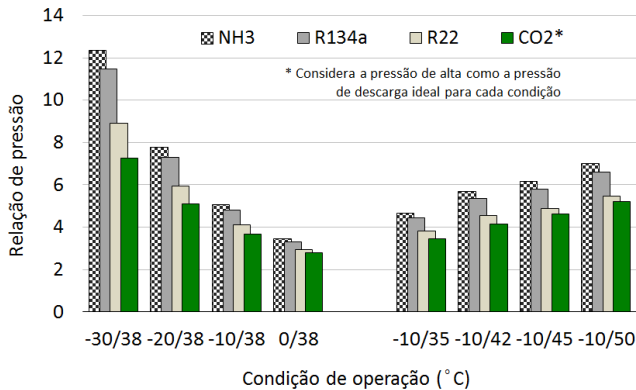


Figura 2.78 – Relação de pressão para diferentes fluidos e condições de operação

A menor diferença de temperatura nos trocadores de calor (evaporador e *gas cooler*) contribui para um processo de compressão ainda mais eficiente já que a menor diferença de pressão resultante origina menos vazamento em válvulas e aumenta a eficiência volumétrica de compressão.

Outra importante característica do CO₂ é o seu maior efeito refrigerante volúmico ERV (Figura 2.79) que exige um deslocamento volumétrico significativamente menor para o compressor (Figura 2.80).

Por fim, o processo de compressão do CO₂ também gera temperaturas de descarga elevadas (Figura 2.81), característica importante para bombas de calor. As altas temperaturas do CO₂ obtidas em conjunto com o seu perfil de temperatura não isotérmico no *gas cooler* oferece a combinação ideal para a obtenção de sistemas altamente eficientes para o aquecimento de água.

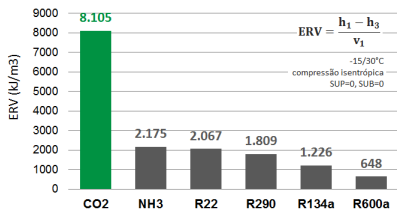


Figura 2.79 – Efeito refrigerante volumétrico de diferentes fluidos

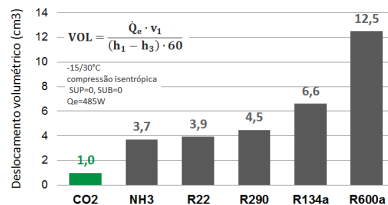


Figura 2.80 – Deslocamento volumétrico do compressor de diferentes fluidos

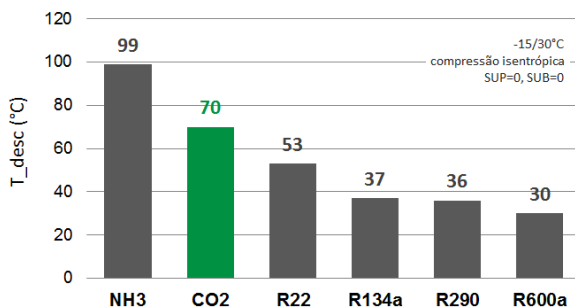


Figura 2.81 – Temperatura de descarga de diferentes fluidos

Outro parâmetro com um efeito significativo sobre o processo de compressão é o superaquecimento do fluido refrigerante na sucção do compressor. Tal superaquecimento é originado na linha de sucção, seja pelo superaquecimento útil no evaporador ou pela ação de um trocador de calor interno e pela absorção do calor dissipado pelo motor elétrico (LLOPIS *et al.*, 2010).

O aumento do superaquecimento aumenta o volume específico do CO₂ na sucção do compressor, resultando na redução da vazão mássica (Figura 2.82). Outro impacto do aumento do superaquecimento é o aumento da temperatura do fluido no final do processo de compressão (Figura 2.83).

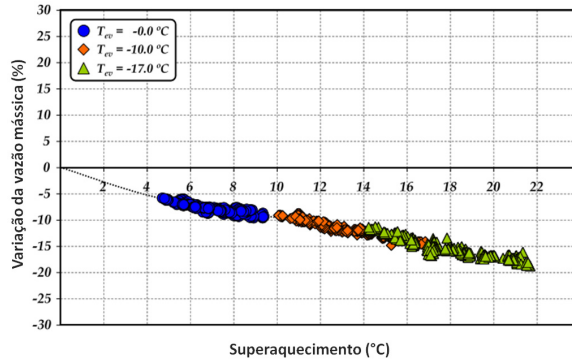


Figura 2.82 - Variação da vazão mássica em função do superaquecimento (LLOPIS *et al.*, 2010)

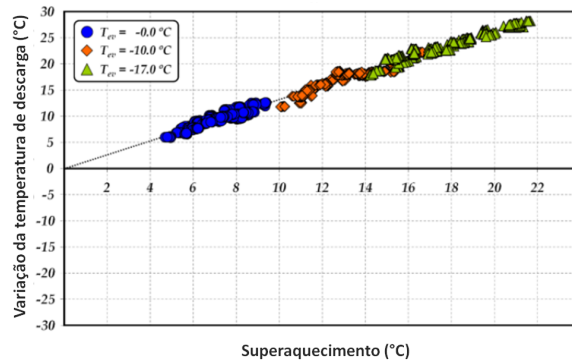


Figura 2.83 - Temperatura de descarga em função do superaquecimento (LLOPIS *et al.*, 2010)

A potência de compressão é então influenciada pelos efeitos contrários de redução da vazão mássica e de aumento da temperatura de descarga, esta última com um efeito sobre o trabalho específico de compressão ($WE = h_2 - h_1$). O balanço destes efeitos resulta numa variação insignificante da potência de compressão observada na Figura 2.84 ($W_{comp} = m \cdot WE$).

O leve aumento da potência de compressão com o superaquecimento se reflete no COP do sistema (Figura 2.85). É importante salientar que a redução da vazão mássica não afeta a redução do desempenho observada. Isso porque a redução da vazão mássica diminui a capacidade de refrigeração e a potência de compressão na mesma magnitude. Portanto, a queda observada no desempenho resulta tão somente do expressivo aumento do trabalho específico de compressão (WE).

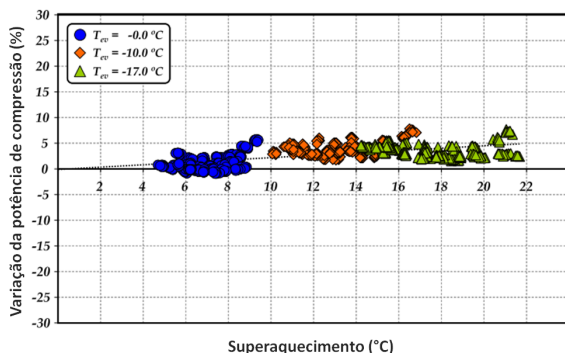


Figura 2.84 - Potência de compressão em função do superaquecimento (LLOPIS *et al.*, 2010)

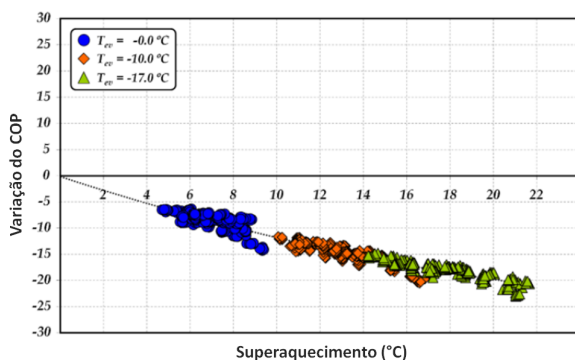


Figura 2.85 – Desempenho em função do superaquecimento (LLOPIS *et al.*, 2010)

Llopis *et al.* (2010) mostram também que a redução da pressão de evaporação e o aumento da pressão de descarga repercutem no aumento do superaquecimento produzido pelo motor elétrico. Nesse caso, a vazão mássica diminui tornando deficiente o arrefecimento do motor e aumentando sua temperatura. O superaquecimento é mais sensível à pressão de evaporação devido a sua maior influência sobre a vazão mássica através da variação do volume específico.

2.4 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO ALTERNATIVOS PARA SISTEMAS DE CO₂

Nas seções anteriores discutiram-se as principais perdas inerentes aos sistemas de refrigeração de CO₂ e indicou-se algumas alternativas para aumento de performance, quais sejam: controle da pressão de descarga,

adoção de trocador de calor interno e uso de dispositivos capazes de recuperar o trabalho de expansão. Além de modificações pontuais nos componentes, devem-se considerar também eventuais mudanças na arquitetura do ciclo numa tentativa de se explorar ao máximo as características do CO₂.

O CO₂ é utilizado em larga escala no setor comercial de refrigeração onde é mais fácil a implementação de configurações de ciclo mais complexas para minimizar as deficiências do CO₂ sob temperaturas ambientes elevadas (CHIARELLO *et al.*, 2010; MATTHIESEN *et al.*, 2010). Uma das configurações utilizadas em supermercados é o ciclo cascata, com a aplicação de amônia ou R404A no circuito de alta e CO₂ operando em regime subcrítico no lado de baixa temperatura. Neste caso, a menor diferença de pressão imposta aos compressores aliado às vantagens do CO₂ referentes a transferência de calor e perda de carga garantem ao sistema um alto desempenho mesmo em condições de alta temperatura ambiente (PEREIRA, 2012). Outra opção consiste no uso de processos de compressão e expansão fracionadas. A expansão fracionada permite a remoção do vapor gerado durante o primeiro estágio de expansão, evitando que este seja levado ao evaporador onde não cumprirá outra função a não ser contribuir para o aumento da potência de compressão. Já o fracionamento da compressão permite que os compressores operem com mais alta eficiência e com menores temperaturas de descarga.

Outras arquiteturas com foco específico no CO₂ têm sido estudadas por diversos autores com o objetivo de maximizar o desempenho dos sistemas transcíticos. Cecchinato *et al.* (2009) realizaram análises termodinâmicas com configurações mais complexas, como a esquematizada na Figura 2.86. Eles consideraram duplo estágio de compressão com um trocador de calor instalado na descarga do compressor do 1º estágio para reduzir a temperatura de descarga. Observou-se que a temperatura do fluido externo e a pressão intermediária deviam ser cuidadosamente escolhidas para garantir aumento de performance de até 70% em relação ao ciclo padrão numa condição de operação -30/+35°C.

Cho *et al.* (2009) também exploraram o uso de um resfriador intermediário a ar (Figura 2.87-A), quando verificaram a necessidade de um ajuste preciso da pressão intermediária para permitir um aumento de performance de 13,1% em relação ao ciclo padrão. Na configuração esquematizada na Figura 2.87-B, eles exploraram o uso tanto de expansão como de compressão fracionada com resfriamento intermediário por injeção de vapor. Nesse caso, o ajuste preciso da pressão intermediária foi também necessário, gerando ganhos de performance de até 18,3%.

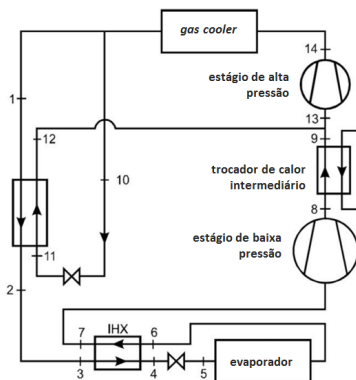


Figura 2.86 – Ciclo com compressão e expansão fracionadas e resfriamento intermediário da compressão (CECCHINATO *et al.*, 2009)

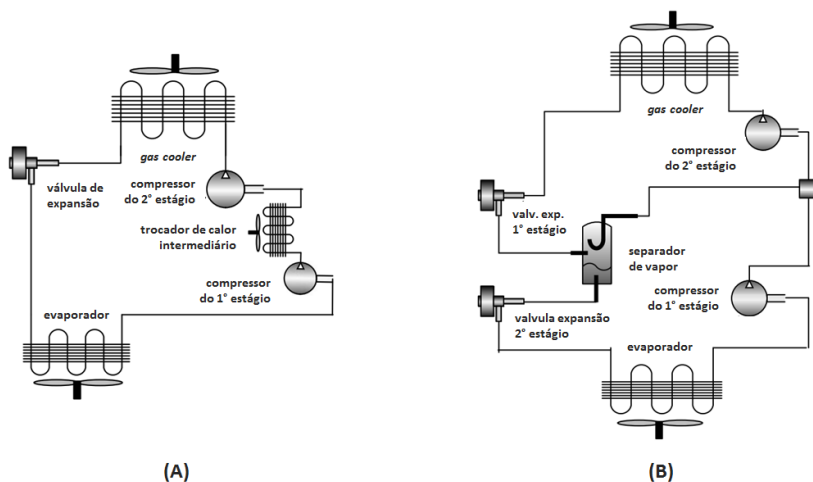


Figura 2.87 – (A) Ciclo com resfriamento intermediário ao ar (B) ciclo com resfriamento intermediário por injeção de vapor (CHO *et al.*, 2009)

Apesar dos ganhos promissores, tais ciclos apresentam fortes restrições devido a necessidade de múltiplos compressores. Questões como custo, complexidade operacional e indisponibilidade de espaço físico são motivos para desestimular sua aplicação em sistemas comerciais de menor porte. Por esta razão, arquiteturas mais simples e com potencial de aplicação em sistemas comerciais leves vêm sendo estudadas. Apesar de não proporcionar os mesmos ganhos das configurações mais complexas, estas

arquitecturas permitem ao sistema de CO₂ transcrito competir com outros fluidos em condições de temperatura ambiente moderadas.

Cabello *et al.* (2011) avaliaram uma arquitectura que permite o ajuste simultâneo da pressão de descarga e do superaquecimento na saída do evaporador (Figura 2.88). Eles concluíram que esta configuração não aumenta a performance do sistema em relação à arquitectura padrão mas facilita o ajuste das pressões de alta e baixa além de conferir maior estabilidade à operação do sistema.

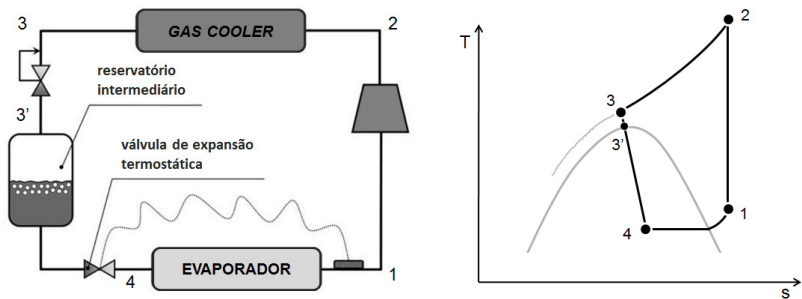


Figura 2.88 – Ciclo transcrito com dupla expansão (CABELLO *et al.*, 2011)

É importante salientar que o reservatório intermediário da configuração proposta por Cabello *et al.* (2011) não proporciona ganhos de ERE pois o fluido nele contido encontra-se na condição de *flash*. Para contornar este inconveniente, Sanches *et al.* (2012) propuseram o ciclo com injeção de vapor na linha de sucção esquematizado na Figura 2.89, no qual uma pressão intermediária é estabelecida mediante a remoção de valor do reservatório. Nesse caso, o líquido é expandido ao evaporador, proporcionando ganho no ERE, enquanto que o vapor é expandido na sucção do compressor, permitindo a redução do superaquecimento. Os autores mostraram diversas vantagens desta configuração como a redução em 15°C na temperatura de descarga do compressor, um aumento de até 9,8% na capacidade de refrigeração e um aumento de 7% no COP.

No entanto, a configuração proposta por Sanches *et al.* (2012) deve ser analisada com cuidado para verificar se a perda associada com a expansão do fluido removido do reservatório é compensado pelos ganhos advindos da redução de temperatura na sucção do compressor.

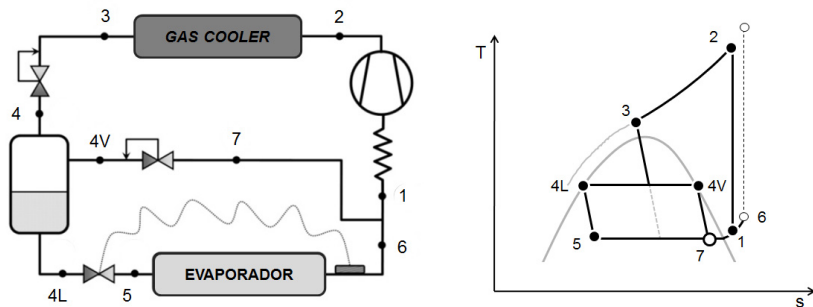


Figura 2.89 – Ciclo com dupla expansão e injeção de vapor na linha de sucção (SÁNCHEZ *et al.*, 2012)

Este problema pode ser contornado através da aplicação dos conceitos de compressão paralela e compressão por estágios que garantem a redução do trabalho de compressão com reflexos positivos sobre o COP. A técnica de compressão paralela apresenta estágios de compressão independentes para comprimir o vapor do reservatório intermediário e o vapor gerado no evaporador (Figura 2.90). A vantagem desta configuração é que o vapor de *flash* gerado no estágio intermediário de expansão é comprimido diretamente para o estágio de alta pressão representando um ganho termodinâmico em relação à configuração proposta por Sánchez *et al.* (2012). Sarkar (2008) e Sarkar e Agrawal (2010) identificaram ganhos teóricos de, respectivamente, 32,8% e 47,3% em relação ao ciclo padrão.

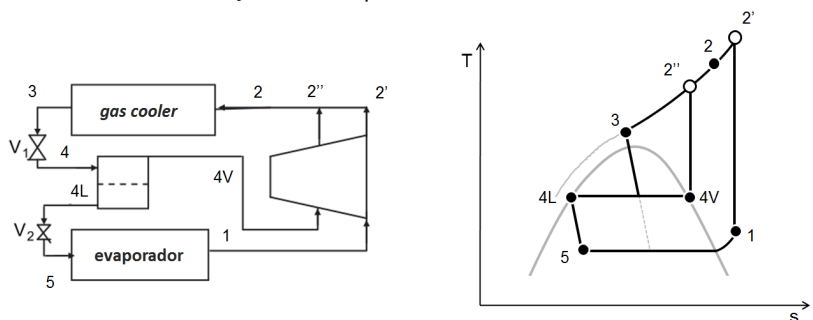


Figura 2.90 – Ciclo com expansão fracionada e compressão paralela (Sarkar e Agrawal, 2010)

Já a técnica de compressão por estágios, fraciona o processo de compressão 1-2' da Figura 2.90 e permite um resfriamento do fluido comprimido no estágio intermediário através da injeção de vapor no

compressor (Figura 2.91). Além dos ganhos proporcionados ao processo de expansão, o processo de compressão também é beneficiado com esta técnica (XU *et al.*, 2011).

Um dos desafios destas configurações é o compressor que deve ser capaz de admitir vapor nos estágios intermediários do processo de compressão. Além disso, deve-se garantir a ausência de líquido no vapor que sai do reservatório para não colocar em risco o compressor (XU *et al.*, 2011).

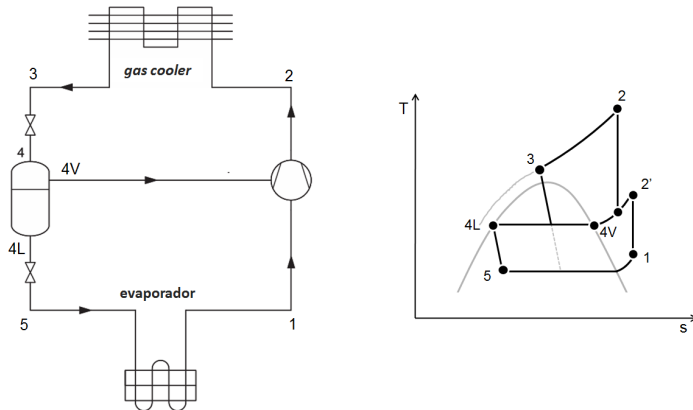


Figura 2.91 – Ciclo expansão fracionada e compressão por estágios (XU *et al.*, 2011)

Uma alternativa para o CO₂ é o sistema descrito por Voorhees (1905) no qual um único compressor opera com dois níveis de pressão de sucção através de uma porta de admissão adicional localizada entre os pontos mortos superior e inferior do cilindro (Figura 2.92).

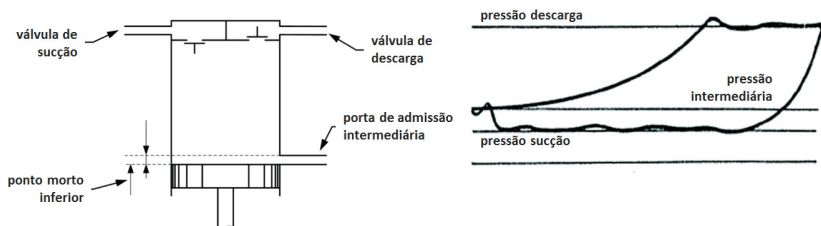


Figura 2.92 – Conceito de Voorhees. (A) porta de admissão intermediária no compressor modificado; (B) diagramas indicados dos processos de compressão convencional e de Voorhees (LAMBERS *et al.*, 2007)

Lambers *et al.* (2006) realizaram análises termodinâmicas e testes experimentais com um compressor modificado com base no princípio de Voorhees. Eles reportaram um aumento de performance de 10% em relação ao ciclo de simples estágio. Zha *et al.* (2008) analisaram o desempenho de uma bomba de calor e, da mesma forma, obtiveram resultados experimentais encorajadores mostrando que a capacidade de aquecimento da instalação foi aumentada em duas vezes através da utilização do princípio de Voorhees. O trabalho de Chesi *et al.* (2010) também indicou ganhos de até 50% na capacidade de refrigeração com a utilização deste princípio. Entretanto, tais resultados ainda são inferiores aos obtidos pelo ciclo de compressão paralela e com o ciclo com dois estágios de compressão.

Outra alternativa seria a utilização de um único compressor mas com uma válvula seletora na sucção do compressor para permitir a sucção intermitente do vapor proveniente do reservatório intermediário e do evaporador (Figura 2.93). Este conceito emula a presença de dois compressores através do chaveamento da válvula seletora C que faz com que o compressor seja sucessivamente exposto a dois níveis de pressão de sucção. Quando operando no nível intermediário de pressão são garantidos, teoricamente, os benefícios oferecidos pela extração do vapor do reservatório e da redução da diferença de pressão sobre o compressor. Este conceito foi desenvolvido e patenteado com a colaboração do autor (ZIMMERMANN *et al.*, 2009).

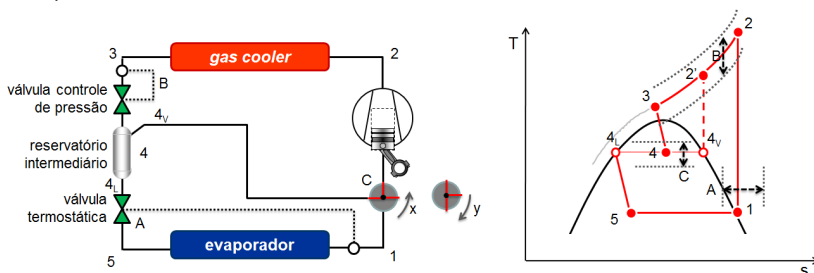


Figura 2.93 – Ciclo com expansão fracionada e compressão paralela emulada por válvula seletora na sucção do compressor (ZIMMERMANN *et al.*, 2009)

2.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS SOBRE A REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica mostra que os estudos iniciais consistiam em pequenas adaptações do ciclo padrão para atender principalmente a necessidade de controle da pressão de descarga do CO₂. A seguir, a preocupação com a ineficiência do processo de expansão impulsionou o

estudo de dispositivos de expansão diferenciados para tentar recuperar parte do trabalho de expansão. Posteriormente, o ciclo de refrigeração passou a ser modificado com a adição de novos componentes e com a introdução de configurações promissoras quanto a eficiência energética. Entretanto, as novas configurações trouxeram também aumento de complexidade e de custo o que restringe a sua efetiva adoção no setor de refrigeração comercial leve. A Tabela 2.6 relaciona alguns trabalhos importantes na área, apresentando os objetivos e conclusões principais.

Alguns ciclos mais simples, mas ainda com ganhos potenciais, não foram analisados em detrimento dos maiores ganhos proporcionados por versões mais complexas. Contudo, o desempenho desses ciclos, aliado à sua menor complexidade, pode facilitar a sua penetração no mercado. Tais ciclos serão estudados no decorrer desse trabalho. Além disso, muitas das análises encontradas na literatura são de natureza numérica, havendo uma carência por estudos experimentais para validar o comportamento até então identificado. Adicionalmente, pretende-se explorar o comportamento de ciclos de CO₂ fora das condições usuais de projeto, assunto que muito raramente é tratado na literatura.

Tabela 2.4 – Resumo dos trabalhos mais relevantes da literatura (continua)

Autor	Teórico ou Experimental		Tópico	Objetivo da pesquisa	Conclusões
1	INOKUTY (1928)	teórico	pressão ótima de descarga	estudar a necessidade de ajuste da pressão de descarga	propõe um método gráfico para a determinação da pressão ótima de descarga para sistemas de CO2
2	ROBINSON e GROLL (1998)	teórico	turbina	avaliar a utilização de uma turbina como dispositivo de expansão	a adoção da turbina garante um ganho de COP de 25% devido ao aproveitamento da energia de expansão. O trocador de calor intermediário apresentou efeito negativo neste caso
3	KAUF (1999)	teórico	pressão ótima de descarga	estudar a necessidade de ajuste da pressão de descarga	existe um valor ótimo para a pressão de descarga que maximiza o COP e esta é definida de acordo com a temperatura de evaporação e da temperatura do CO2 na saída do gas-cooler
4	CHEN e GU (2005)	teórico	iHX	estimar os valores da pressão ótima de descarga sob influência da presença de trocador de calor intermediário	o trocador de calor intermediário é um dispositivo que reduz as perdas do processo de expansão além de diminuir a pressão ótima de descarga
5	MADSEN et al. (2005)	teórico	capilar	identificar o comportamento do COP quando o sistema é exposto a variações na temperatura ambiente	o capilar diminui o COP quando o sistema opera fora da condição de projeto. A temperatura de evaporação é mantida fixa o que é inconsistente com o comportamento real do sistema dotado de capilar.
6	LAMBERS et al. (2006)	experimental	ciclo	analisar o comportamento de um sistema de refrigeração utilizando o princípio de Voorhees	sistema vantajoso quando a temperatura ambiente é superior à 32°C
7	CECCHINATO et al. (2007)	experimental	capilar	comparar os fluidos R134a, R404A e CO2 sob condições variáveis de temperatura ambiente	o sistema de CO2 não foi penalizado pelo uso de tubo capilar que, inclusive, proporcionou relativa concordância da pressão de descarga com a ideal
8	CHO et al. (2007)	experimental	válvula expansão e iHX	avaliar a interação entre diversos parâmetros num sistema de refrigeração (abertura de válvula, rotação do compressor, carga de refrigerante)	válvula de expansão eletrônica aliada à compressor de rotação variável oferece um modo eficaz de elevar a performance.
9	ZHA et al. (2008)	experimental	ciclo	analisar o comportamento de um sistema de bomba de calor utilizando o princípio de Voorhees	sistema vantajoso quando a temperatura de evaporação é inferior a -10°C. Ganho médio de 10% no COP
10	AGRAWAL e BHATTACHARYYA (2008)	teórico	capilar vs. válvula expansão	comparar tubo capilar e válvula eletrônica de expansão para bomba de calor	o capilar é capaz de compensar relativamente bem as variações de temperatura ambiente e pressão. O superaquecimento é prescrito e mantido constante o que é inconsistente com a operação normal do sistema com capilar

Tabela 2.4 – Resumo dos trabalhos mais relevantes da literatura

Autor	Teórico ou Experimental	Tópico	Objetivo da pesquisa	Conclusões
11 CABELLO et al. (2008)	experimental	pressão ótima de descarga	avaliar o comportamento de um sistema de refrigeração de 4kW em função da pressão de descarga	o ajuste da pressão de descarga é necessário para garantir melhor desempenho ao sistema e este valor pode ser definido por uma correlação matemática envolvendo temperatura de evaporação e temperatura do CO2 na saída do gas-cooler
12 RIGOLA et al. (2008)	experimental	i-HX	avaliar a influência de trocador de calor intermediário em sistemas comerciais de refrigeração	o trocador de calor intermediário oferece ganhos proporcionais à variação da temperatura ambiente (aumento de 4% no COP a 25°C e 25% a 43°C).
13 ELBEL e HRNJAK (2008)	experimental	ejetor	avaliar a utilização de um ejetor como dispositivo de expansão	o ejetor proporcionou um ganho de 7% no COP
14 CECCHINATO et al. (2009)	teórico	ciclo	análises termodinâmicas de diversos ciclos de duplo estágio aplicados a instalações de condicionamento de ar	duplo estágio de expansão e compressão com resfriamento intermediário oferece ganhos consistentes. A complexidade da instalação aumenta devido a necessidade de ajuste da pressão intermediária e da temperatura do fluido de arrefecimento usado no trocador de calor externo
15 CHO et al. (2009)	teórico	ciclo	simulação de diferentes configurações de ciclos	duplo estágio de expansão e compressão com injeção intermediária de vapor oferece ganhos superiores ao ciclo com resfriamento intermediário
16 APREA e MAIORINO (2009)	experimental	pressão ótima de descarga	avaliar o comportamento de um sistema de condicionamento de ar de 3kW em função da pressão de descarga	existe a necessidade de um ajuste na pressão de descarga para se obter maiores rendimentos
17 SARKAR e AGRAWAL (2010)	teórico	ciclo	aplicação dos conceitos da expansão e compressão por estágios onde um o vapor de flash é extraído do reservatório e aspirado num estágio intermediário do compressor	ganhos de performance em relação ao ciclo padrão de até 47%
18 CHESI et al. (2010)	teórico	ciclo	analisar o comportamento de um sistema de bomba de calor utilizando o princípio de <i>Woodsbach</i>	ganhos de até 50% na capacidade em relação ao ciclo padrão
19 CABELLO et al. (2011)	experimental	ciclo	avaliar uma arquitetura que compreende a dupla expansão do fluido de forma a permitir o ajuste simultâneo da pressão de descarga e do superaquecimento na saída do evaporador	não aumenta a performance do sistema em relação à arquitetura padrão mas oferece facilidade de ajuste das pressões de alta e baixa além de maior estabilidade à operação do sistema
20 SÁNCHEZ et al. (2012)	experimental	ciclo	propõem o conceito de injeção de vapor na linha de sucção, que permite a extração do vapor do reservatório e assim o estabelecimento de uma condição de equilíbrio intermediária para o fluido	redução em 15°C na temperatura de descarga do compressor, um aumento de até 9,8% na capacidade de refrigeração e um aumento de 7% no COP

2.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Ao longo dos anos, a indústria da refrigeração tem enfrentado mudanças devido a substituição dos fluidos refrigerantes, principalmente devido a aspectos ambientais e de segurança. As mudanças sempre envolveram fluidos sintéticos e só mais recentemente os fluidos naturais, entre eles o CO_2 , começaram a ser considerados opções viáveis.

O dióxido de carbono foi largamente utilizado no passado, mas perdeu espaço para os fluidos sintéticos principalmente devido a sua baixa eficiência. Com a tecnologia atual, o CO_2 consegue atingir níveis de eficiência comparáveis aos dos fluidos convencionais sintéticos em algumas condições de operação, com a vantagem de ser reconhecidamente inofensivo ao meio-ambiente e ao ser humano. Entretanto, alguns fatores ainda restringem a utilização do CO_2 , principalmente as mudanças que precisam ser introduzidas no sistema de refrigeração para aumentar a sua eficiência.

O CO_2 quando aplicado como fluido refrigerante apresenta propriedades físicas e termodinâmicas bastante peculiares que impõem características operacionais também distintas. Alguns exemplos são as altas pressões do sistema, a operação em ciclo transcrito e a demanda por ajuste da pressão de descarga.

O ciclo transcrito é termodinamicamente menos eficiente do que o ciclo convencional de compressão mecânica de vapor quando se considera a mesma temperatura de evaporação e uma temperatura de saída do *gas cooler* igual a temperatura de condensação. Entretanto, tais considerações não se aplicam a situação real. Em função dos melhores processos de transferência de calor, a temperatura na saída do *gas cooler* é inferior à temperatura de condensação originada por um fluido convencional, considerando-se um trocador de calor equivalente. Ainda, a diferença de temperatura no evaporador é também menor do que a obtida com fluidos convencionais o que propicia uma temperatura de evaporação mais elevada para uma mesma temperatura do ambiente refrigerado e trocador de calor equivalente. Além disso, o processo de compressão do CO_2 é mais eficiente em função do maior rendimento volumétrico. Em função dessas características, a menor eficiência do ciclo transcrito do CO_2 é parcialmente compensada pela melhor eficiência dos componentes do sistema. Dessa forma, sistemas de CO_2 tornam-se capazes de atingir níveis de desempenho similares aos dos fluidos convencionais em condições de temperatura ambiente amenas, tornando o CO_2 tecnologicamente atrativo.

Entretanto, para ser considerado um substituto viável aos fluidos refrigerantes atuais, o sistema de CO_2 deve ser tão ou mais eficiente que os

sistemas hoje em utilização numa ampla faixa de variação de temperatura ambiente. Para tanto, modificações devem ser introduzidas no ciclo para garantir um melhor aproveitamento das particularidades do CO₂, entre elas a mudança da arquitetura do ciclo.

Síntese do capítulo _____

Capítulo III

ABORDAGEM EXPERIMENTAL

Este capítulo descreve o aparato experimental desenvolvido dentro do contexto deste trabalho e apresenta as suas principais características operacionais.

3.1 APARATO EXPERIMENTAL

3.1.1 Componentes e características operacionais

O aparato experimental é essencialmente um sistema de refrigeração com 600W de capacidade de refrigeração na condição HBP (*High Back Pressure*) que pode ser facilmente rearranjado para contemplar diferentes configurações de ciclo. Um esquema da bancada é mostrado na Figura 3.1, onde podem ser visualizados os subsistemas responsáveis pelos processos de expansão, compressão, carga de refrigerante e taxa de transferência de calor além de identificar a posição dos sensores de temperatura, pressão e vazão.

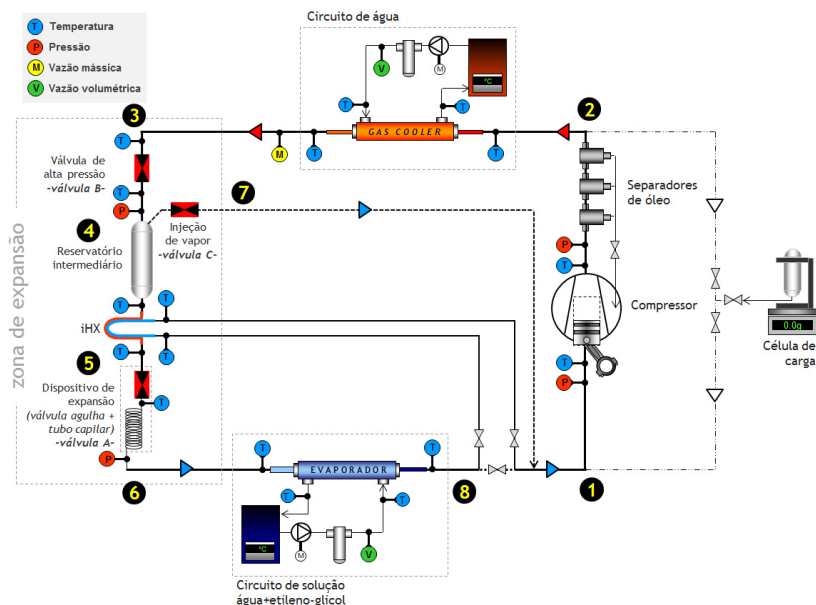


Figura 3.1 – Esquema da bancada experimental

No Apêndice C são listados a especificação e o fabricante dos componentes utilizados no aparato experimental.

A bancada experimental (Figura 3.2) está dividida em duas partes: (i) na parte superior encontram-se os diferentes circuitos, com os respectivos trocadores de calor, válvulas, vasos de pressão, etc (Figura 3.3); (ii) na parte inferior encontram-se os equipamentos que estabelecem as condições de operação, como bombas, banhos termostáticos, separadores de óleo e estação de carga de refrigerante (Figura 3.4).



Figura 3.2 – Bancada de testes

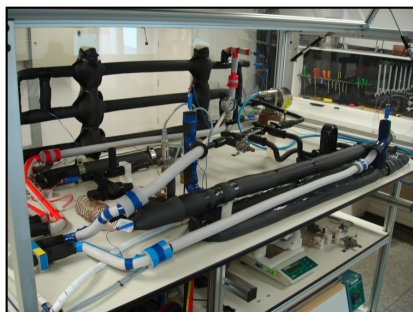


Figura 3.3 – Área superior da bancada de testes

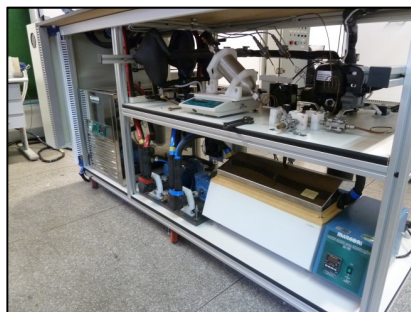


Figura 3.4 – Área inferior da bancada de testes

A bancada utiliza um compressor de CO₂ (Embraco EK6210CD 220V/60Hz) com deslocamento volumétrico de 1,75cm³ e 3600 rpm (Figura 3.5). Por recomendação do fabricante, este compressor é arrefecido por um fluxo de ar fornecido por um ventilador axial (Figura 3.5). Na descarga do compressor existem 3 separadores de óleo, montados em série, para evitar a circulação de óleo no circuito (Figura 3.6). O óleo lubrificante retorna ao compressor em intervalos de 40min, sob ação de uma válvula solenoide. Um visor instalado no cárter do compressor permite o monitoramento visual do nível de óleo.



Figura 3.5 – Compressor



Figura 3.6 – Separadores de óleo

O evaporador (Figura 3.7) e o *gas cooler* (Figura 3.8) são trocadores de calor do tipo tubo-em-tubo montados em contracorrente, com fluxo interno de CO₂ e externo de fluido secundário. Os trocadores foram confeccionados com tubos de cobre de 6,35mm de diâmetro para o tubo interno e 19,05mm para o externo. Ambos possuem 3m de comprimento e são isolados termicamente do meio ambiente.



Figura 3.7 – Evaporador (em primeiro plano)



Figura 3.8 – Gas cooler (em segundo plano)

Os tubos e conexões usados no circuito de refrigeração são de aço inox com 6,35mm de diâmetro e 1mm de espessura.

Dois circuitos secundários, um frio e outro quente, são usados para controlar a transferência de calor no evaporador e no *gas cooler*, respectivamente. As temperaturas dos fluidos secundários são controladas por banhos termostáticos, um frio para o evaporador (Figura 3.9) e outro quente para o *gas cooler* (Figura 3.10). Como fluido secundário, utiliza-se uma solução de água + etileno-glicol no evaporador e água no *gas cooler*.

Duas bombas de palhetas (Figura 3.11) controlam as vazões de fluido secundário enviadas aos trocador de calor (Figura 3.12).

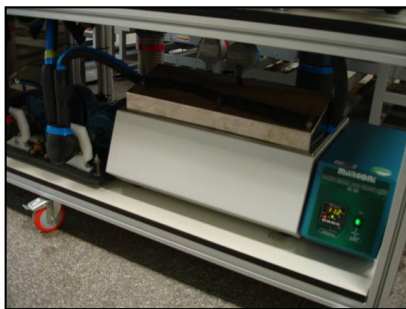


Figura 3.9 – Banho termostático frio



Figura 3.10 – Banho termostático quente



Figura 3.11 – Estação de bombeamento de fluido secundário



Figura 3.12 – Distribuição de fluido secundário: azul/evaporador e vermelho/*gas cooler*

A Figura 3.13 mostra o trocador de calor interno (iHX) utilizado em alguns testes. Consiste num trocador de calor do tipo microcanal, de alumínio e em fluxo contracorrente.

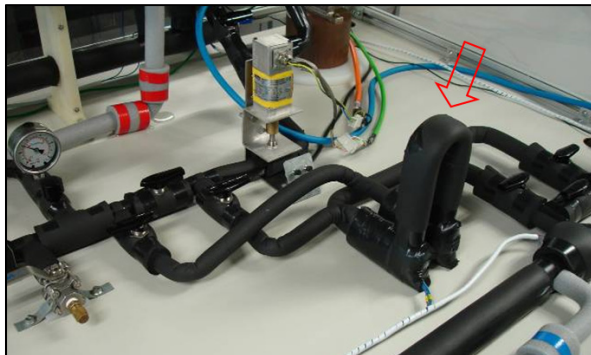


Figura 3.13 – Trocador de calor interno

Os ensaios experimentais foram realizados com dois tipos de dispositivo de expansão: o tubo capilar (TC) e o tubo capilar montado em série com uma válvula micrométrica (Figura 3.14). Através da combinação capilar + válvula pode-se variar a restrição do dispositivo de expansão e assim emular diferentes geometrias de tubo capilar ou mesmo a lógica de operação de válvulas termostática, pressostática e de controle da pressão de descarga.

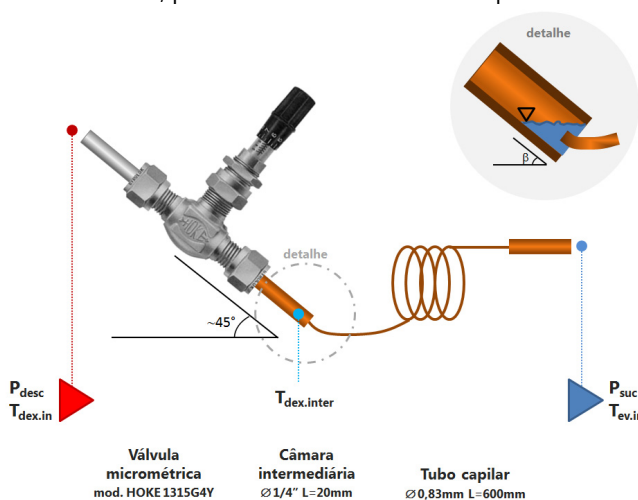


Figura 3.14 – Dispositivo de expansão

Entre a válvula e o capilar existe uma câmara intermediária que tem a função de acumular o fluido pré-expandido pela válvula micrométrica e alimentar o tubo capilar. Deve possuir um comprimento reduzido e estar

montada num ângulo de aproximadamente 45° em relação a horizontal para evitar variações bruscas no grau de restrição ao escoamento. Tais variações são causadas pela presença de bolhas de vapor na entrada do tubo capilar. O tubo capilar acoplado à saída da câmara intermediária tem a função de otimizar a operação do conjunto válvula micrométrica + capilar já que a válvula micrométrica aplicada sozinha também impõem instabilidades na operação do sistema.

A bancada também possui um sistema para controle da massa de refrigerante contida no circuito (Figura 3.15). Tal sistema é composto por um reservatório montado sobre uma balança de precisão. Um conjunto de válvulas interliga o reservatório ao circuito principal, permitindo a adição ou a remoção de fluido (Figura 3.16). A válvula micrométrica permite o ajuste do fluxo de refrigerante saindo ou entrando do reservatório. Já as válvulas de controle permite interligar a estação de carga à sucção do compressor – para a adição de fluido no sistema – ou à descarga do compressor – para a extração de carga.

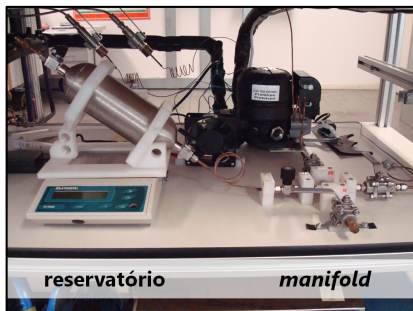


Figura 3.15 – Estação de carga de refrigerante

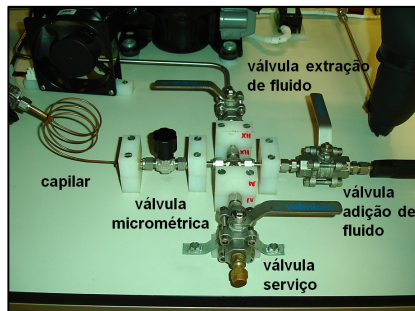


Figura 3.16 – Manifold de ajuste de carga

Um sistema National Instruments SCXI com software LabVIEW[®] é utilizado no monitoramento do funcionamento da bancada e na aquisição de dados; no controle da vazão dos fluidos secundários, do retorno de óleo e das válvulas solenoides; na detecção de condições críticas de pressão e temperatura a fim de atuar de forma a contornar situações operacionais de risco.

A instalação e integração dos diversos componentes seguiu rigorosamente as recomendações dos fabricantes para evitar interferências e falhas de comunicação. Deve-se destacar o cuidado com a interligação do conjunto sistema de aquisição/inversores de frequência/motores, enorme

fonte de interferência, e do imprescindível – mas na maioria de vezes relegado – aterramento dos sensores.

3.1.2 Instrumentação e incerteza de medição

Durante os experimentos foram coletados sinais de temperatura, pressão e vazão além de potência, corrente e tensão fornecida ao compressor. Os pontos de medição de pressão e temperatura foram distribuídos ao longo do circuito de forma a permitir a realização de balanços de energia em cada um dos componentes.

Os trocadores de calor foram monitorados com termopares de superfície e também com sondas de imersão (Figura 3.17). No evaporador foram instalados termopares na entrada e saída dos fluidos. No *gas cooler*, além desses pontos, foram também realizadas medições em pontos intermediários a 1m e 2 m da entrada para permitir traçar o perfil de temperatura do fluido supercrítico.

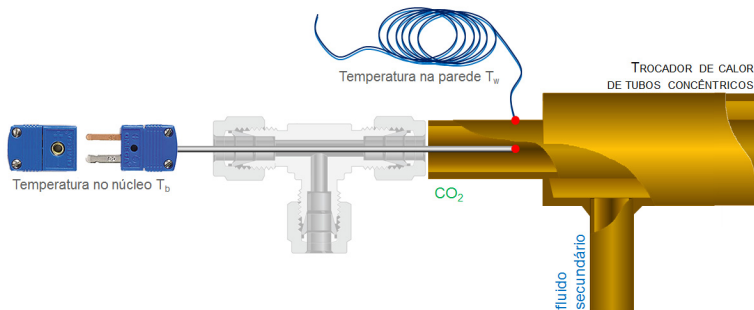


Figura 3.17 – Montagem e posicionamento das sondas de imersão e dos termopares de superfície nos trocadores de calor

O compressor foi monitorado em diversos pontos. Foram medidas as temperaturas nos passadores de sucção de descarga (a 10 cm da carcaça), no cabeçote, no cárter e na parte superior da carcaça (Figura 3.18).

Os transdutores de pressão foram conectados aos seus pontos de medição através de tubos capilares conforme ilustrado na Figura 3.19. Um pressostato de segurança foi instalado na linha de descarga do compressor com o objetivo desligá-lo caso a pressão de descarga ultrapassasse 120bar.

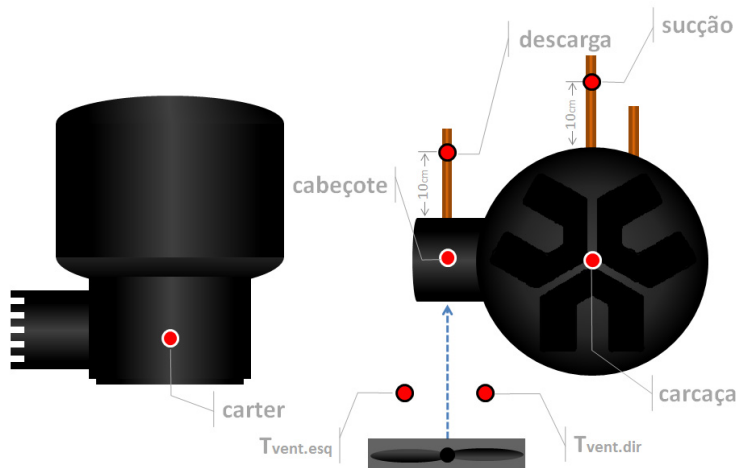


Figura 3.18 – Pontos de medição de temperatura no compressor

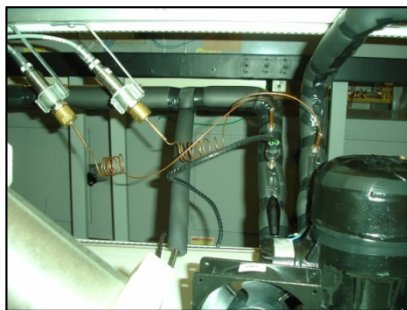


Figura 3.19 – Transdutores de pressão e pressostato de segurança

A vazão mássica de CO_2 foi medida por um transdutor do tipo coriolis (Figura 3.20) posicionado na saída do *gas cooler* e instalado sobre um bloco maciço de metal para evitar a transferência de vibrações provenientes da estrutura da bancada e que podem interferir na medição do sensor. É importante salientar que tanto a perda de carga como a transferência de calor atribuídas ao sensor de vazão são insignificantes.

A vazão volumétrica nos circuitos secundários foi medida com transdutores do tipo turbina (Figura 3.21), instalados à jusante de filtros responsáveis por reter eventuais detritos que possam afetar o funcionamento do sensor.



Figura 3.20 – Coriolis para medição da vazão mássica de CO_2



Figura 3.21 – Turbinas e filtros para medição da vazão volumétrica dos circuitos secundários

Os sensores utilizados com suas respectivas incertezas de medição (incerteza expandida com fator de abrangência 2 e nível de confiança de 95%) são mostrados na Tabela 3.1.

Como parâmetro de comparação entre os experimentos utiliza-se o coeficiente de performance (COP), que expressa a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência do compressor. A capacidade de refrigeração é obtida através de um balanço de energia no circuito secundário frio. A potência do compressor é obtida diretamente do transdutor de potência. A incerteza de medição do COP é estimada com base na incerteza de medição combinada dos equipamentos (temperatura e pressão) e das propriedades termodinâmicas e isso a torna dependente da condição de operação do sistema.

A incerteza referente aos cálculos pelo lado do fluido refrigerante é influenciada, sobretudo pelas fortes variações da incerteza da entalpia – principalmente na saída do *gas cooler* - devido à operação do sistema próximo ao ponto crítico. À medida que o ciclo se afasta desta condição, as incertezas tendem a reduzir. Considerando a faixa de operação adotada nos ensaios, a incerteza percentual na transferência de calor varia de $\pm 2\%$ a $\pm 7\%$ para ambos os trocadores e de $\pm 3,5\%$ a $\pm 10\%$ para o COP.

Por sua vez, as incertezas referentes ao lado do fluido secundário sofrem influência principalmente do efeito da temperatura sobre a densidade e o calor específico. No caso do evaporador, ainda há o agravante da utilização da solução de etileno-glicol + água, que aumenta a incerteza em função da maior variação das suas propriedades com a temperatura. Considerando a faixa de operação adotada nos ensaios, a incerteza percentual da taxa de transferência de calor no evaporador e no *gas cooler* assim como do COP varia entre $\pm 2\%$ e $\pm 5\%$.

Tabela 3.1- Instrumentação e incerteza de medição

	Dispositivo de medição	Parâmetro de leitura		Faixa de leitura	Incerteza medição
35	Termopar 'T'	Temperaturas diversas	°C	-30 – 130	±0,2
10	Termopar 'T' (sonda)	Temperaturas HEX	°C	-30 – 130	±0,2
2	Transdutor de pressão	Pressão baixa	bar	0 – 100	±0,3
2	Transdutor de pressão	Pressão alta	bar	0 – 200	±0,5
1	Sensor Coriolis	Vazão mássica CO ₂	kg/h	10 – 50	±0,01
1	Sensor Turbina	Vazão vol. circuito secundário frio	m ³ /h	0,036 – 0,180	±2x10 ⁻⁵
1	Sensor Turbina	Vazão vol. circuito secundário quente	m ³ /h	0,036 – 0,144	±3x10 ⁻⁵
1	Transdutor de potência	Potência compressor	W	0 – 1000	±3
1	Transdutor de corrente	Corrente compressor	A	0 – 5	±0,01
1	Transdutor de tensão	Tensão compressor	V	0 – 220	±0,6
1	Balança de precisão	Carga de refrigerante	g	0 – 5000	±0,1

Os resultados referem-se à incerteza expandida com fator de abrangência $k=2$ e nível de confiança de 95%. O cálculo detalhado da incerteza de medição é apresentado no Apêndice D.

3.2 ANÁLISE EXPERIMENTAL PRELIMINAR

Diversos ensaios foram realizados para avaliar a operação da bancada e garantir a confiabilidade dos resultados. Os resultados comentados a seguir foram obtidos com a configuração padrão do ciclo de refrigeração.

3.2.1 Período de estabilização

Após o acionamento inicial, a bancada passa por um período de estabilização de aproximadamente 50 minutos. Neste período, tanto as temperaturas dos circuitos secundários como dos trocadores de calor atingem a condição de regime, conforme ilustram as Figuras 3.22 e 3.23. O distúrbio nos sinais observado aos 23min deve-se a operação de retorno de óleo para o compressor.

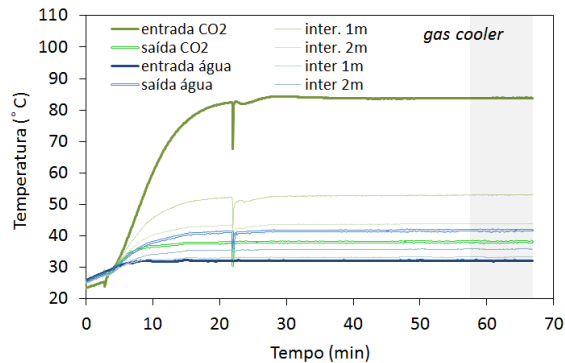


Figura 3.22 – Perfil de temperatura no *gas cooler*

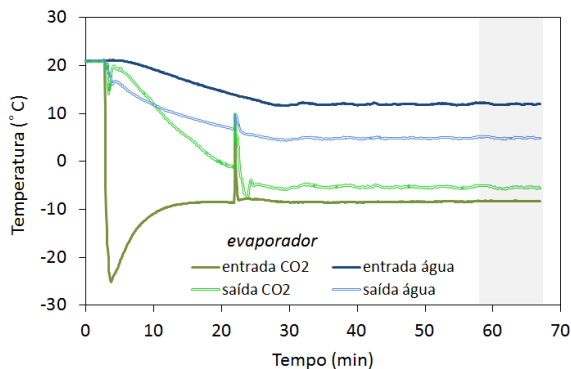


Figura 3.23 – Perfil de temperatura no evaporador

As pressões (Figura 3.24) e a vazão mássica de CO_2 (Figura 3.25) atingem a condição de regime em linha com o comportamento das temperaturas nos trocadores. Neste estágio inicial, as vazões dos circuitos secundários (Figura 3.25) são ajustadas para estabelecer as condições pré-especificadas.

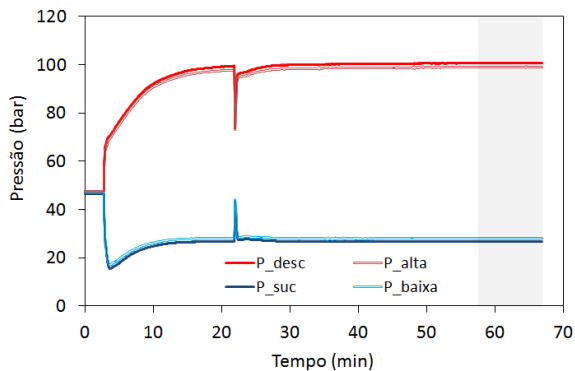


Figura 3.24 – Pressões do sistema durante estabilização

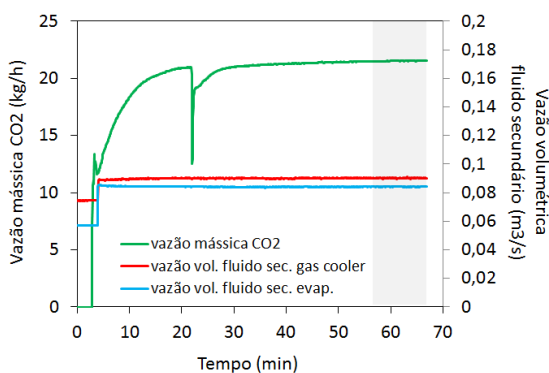


Figura 3.25 – Vazão mássica de CO₂ e volumétrica de fluido secundário

A Figura 3.26 mostra o perfil de temperatura do compressor em vários pontos do compressor onde se percebe que as temperaturas do cabeçote, descarga e sucção se estabilizam com relativa rapidez enquanto que as do cárter e da carcaça apresentam uma maior inércia. Devido a esta característica, estas temperaturas estabelecem o tempo mínimo para a estabilização da bancada. Apesar da maior inércia térmica, a temperatura do compressor parece não interferir significativamente na potência de compressão a qual entra em regime rapidamente (Figura 3.27).

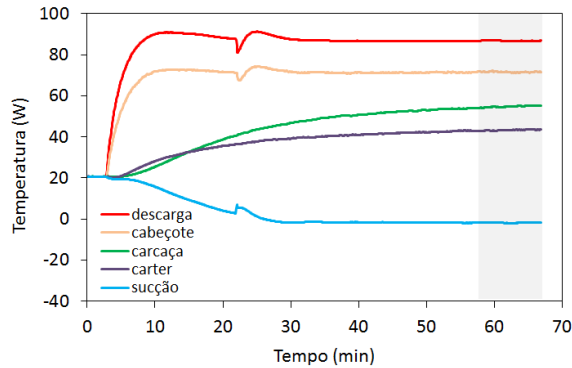


Figura 3.26 – Perfil de temperatura do compressor durante período de estabilização

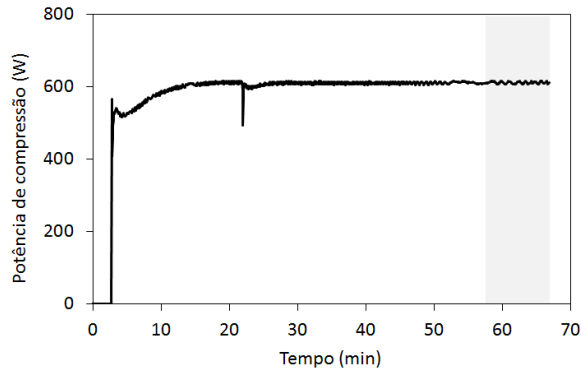


Figura 3.27 – Potência de compressão

3.2.2 Retorno de óleo

O uso de separadores de óleo na descarga do compressor exige que a cada 45min de ensaio seja efetuado um procedimento de retorno de óleo para o compressor. Este processo consiste em abrir uma válvula que liga os separadores com o passador de serviço do compressor. Isso gera a comunicação momentânea da descarga do compressor diretamente com a sua sucção, afetando drasticamente as pressões do sistema. Embora leve apenas 5s, este procedimento compromete o regime permanente conforme mostram as Figuras 3.28 a 3.33. Após cada retorno de óleo, o sistema volta ao regime permanente em aproximadamente 30 min.

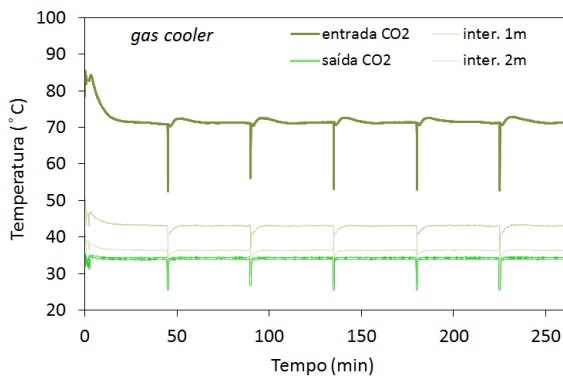


Figura 3.28 – Reflexo do retorno de óleo sobre as temperaturas do gas cooler

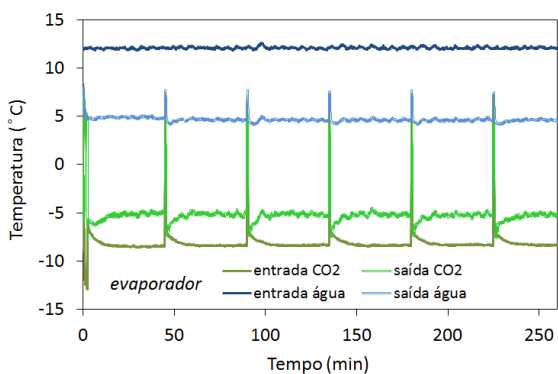


Figura 3.29 – Reflexo do retorno de óleo sobre as temperaturas do evaporador

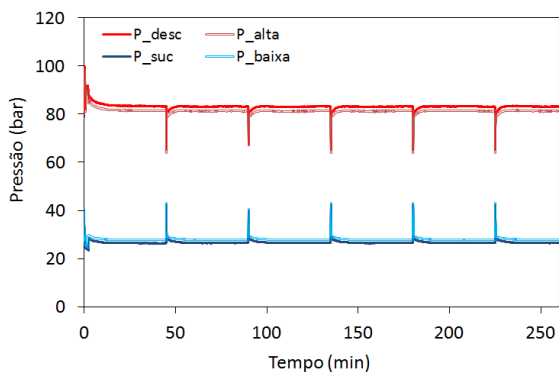


Figura 3.30 – Reflexo do retorno de óleo sobre as pressões

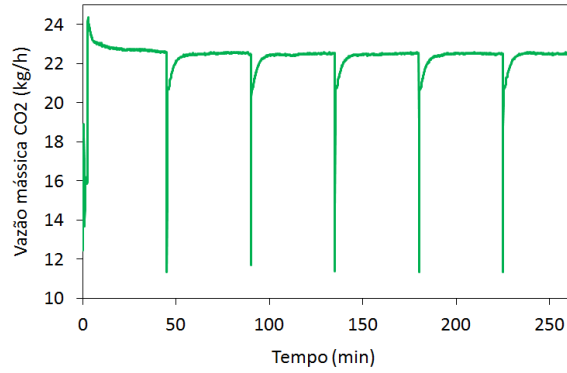


Figura 3.31 – Reflexo do retorno de óleo sobre a vazão mássica

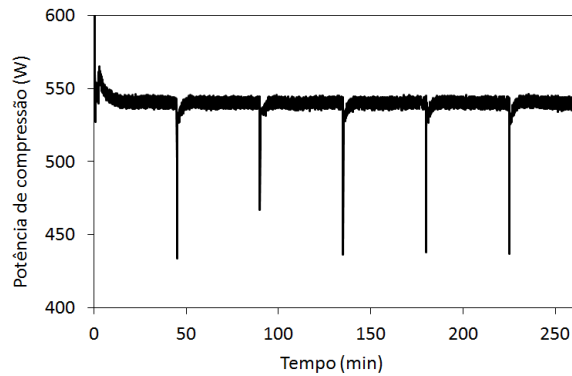


Figura 3.32 – Reflexo do retorno de óleo sobre a potência de compressão

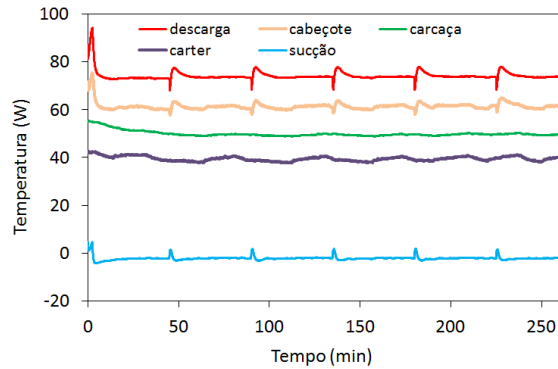


Figura 3.33 – Reflexo do retorno de óleo sobre as temperaturas do compressor

É importante ressaltar que o sistema sempre volta à mesma condição de regime após as operações de retorno de óleo, garantindo que esse procedimento não afeta os resultados obtidos. A título de ilustração, a Tabela 3.2 mostra os desvios máximos observados em alguns parâmetros avaliados ao final dos 5 ciclos de retorno de óleo apresentados nas figuras anteriores. Percebe-se que a variação de todos os parâmetros é desprezível.

Tabela 3.2 – Desvio máximo entre os resultados dos ciclos de retorno de óleo

$T_{gc.in}$	$T_{gc.out}$	$T_{comp.suc}$	$T_{comp.desc}$	$T_{exp.in}$	$T_{ev.C.out}$	P_{desc}	P_{suc}	W_{comp}	m
°C	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	W	kg/h
0,2	0,2	0,2	0,6	0,1	0,2	0,2	0,1	0,7	0,18
						0,27%	0,34%	0,13%	0,78%

A operação de retorno de óleo limita o tempo de teste e obriga que a condição de regime permanente seja atingida entre os ciclos de retorno de óleo. Para garantir resultados confiáveis utilizou-se como indicativo de estabilidade o critério de regime permanente descrito a seguir.

3.2.3 Critério de regime permanente

Durante o período de tempo de 45min entre os ciclos de retorno de óleo, o sistema consegue atingir o regime permanente, sendo os 10min finais utilizados para coletar 150 pontos para calcular os valores médios das variáveis.

Como critério de regime permanente adotou-se o desvio padrão e a taxa de variação de alguns parâmetros, como a vazão mássica de CO_2 , as temperaturas dos trocadores de calor e do compressor e as respectivas taxas de transferência de calor e potência.

O desvio padrão (SD) avalia se o espalhamento da amostra se encontra dentro de uma faixa de variação permitida. A título de exemplo, a Figura 3.34 mostra que o registro da temperatura de saída do CO_2 apresenta um espalhamento inferior ao desvio padrão da amostra.

Por sua vez, a taxa de variação determina a variação de um parâmetro entre o início e o fim do tempo de ensaio. Voltando à Figura 3.34, observa-se que a taxa de variação da temperatura (β), obtida através do coeficiente angular de uma reta gerada a partir dos pontos da amostra, é elevado logo

após a operação de retorno de óleo. No entanto, tal variação é praticamente nula entre 35 e 45min de teste. O desvio padrão e a taxa de variação são critérios complementares para garantir a condição de regime permanente.

Os valores de desvio padrão e taxa de variação considerados limites para a indicação de regime (Tabela 3.3) são calibrados de acordo com as características de variação, resposta e inércia dos parâmetros que monitoram. Por exemplo, a temperatura de saída do CO₂ do evaporador (Figura 3.34) possui uma oscilação característica que não existe na temperatura de entrada do CO₂. Isso implica num desvio padrão limite maior para a primeira.

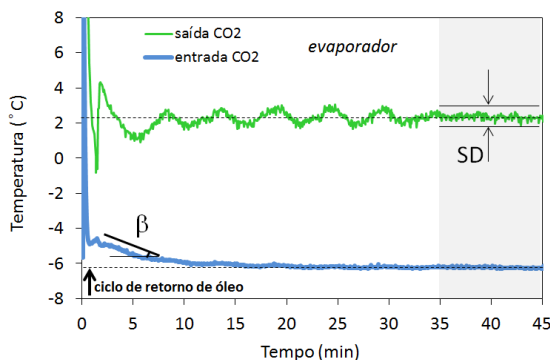


Figura 3.34 – Exemplificação do critério de regime permanente

Tabela 3.3 – Valores limites para desvio padrão e taxa de variação para a determinação do regime permanente

Parâmetro	Desvio padrão	Taxa de variação (em 10min)
Temperaturas (°C)	$\pm 0,1 - \pm 0,2$	$\pm 0,01 - \pm 0,03$
Vazão mássica (kg/h)	$\pm 0,09$	$\pm 0,005$
Taxa de transf. de calor (W)	± 10	$\pm 0,5$
Potência de compressão (W)	± 4	$\pm 0,5$

3.2.4 Repetitividade no ajuste do dispositivo de expansão

O ajuste da válvula micrométrica usada como elemento de restrição ao escoamento deve possuir repetitividade para garantir as análises comparativas. Isso foi verificado através da comparação dos resultados de

alguns parâmetros após ajustes sucessivos na válvula. As Figuras 3.35 a 3.41 ilustram o comportamento de diversos parâmetros enquanto a válvula micrométrica é ajustada na seguinte sequência de abertura: 2,1 - 3,0 - 3,2 - 3,0 - 2,1 - 3,2 - 2,1 (voltas do vernier). Nas figuras também são indicadas a incerteza de medição (quando aplicável) e a diferença máxima observada entre as medições feitas em cada abertura.

A temperatura do CO_2 na entrada no *gas cooler* (Figura 3.35) apresentou os maiores desvios, com variações de até $1,8^\circ\text{C}$ nos ensaios com a abertura 2,1. As demais temperaturas analisadas apresentam variações significativamente menores, inclusive no evaporador (Figura 3.36). As variações de temperatura refletiram-se na variação das taxas de transferência de calor do *gas cooler* (Figura 3.37) e do evaporador (Figura 3.38), mas situando-se ainda dentro da faixa de incerteza de medição destes parâmetros. A potência de compressão e a vazão mássica também apresentaram variações pouco significativas (Figura 3.39). As pressões (Figura 3.40) apresentaram desvios também pouco significativos quando comparados às incertezas nas suas medições. Por fim, as variações dos parâmetros não afetaram o COP do sistema (Figura 3.41).

Em face do exposto, pode-se concluir que o processo de ajuste do dispositivo de expansão oferece uma confiabilidade satisfatória aos ensaios experimentais.

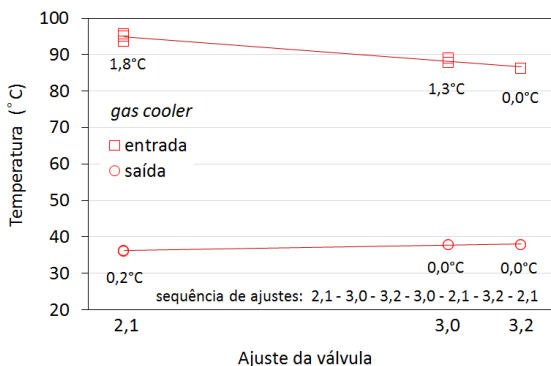


Figura 3.35 – Temperaturas do *gas cooler* vs. ajuste da válvula micrométrica

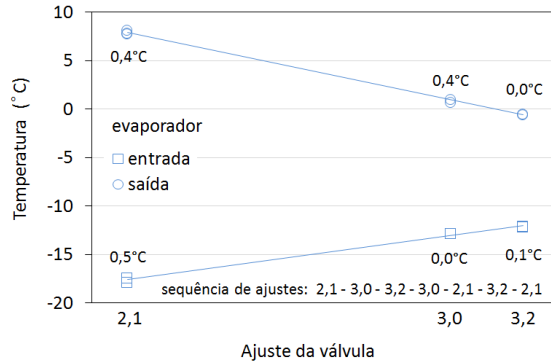


Figura 3.36 – Temperaturas do evaporador vs. ajuste da válvula micrométrica

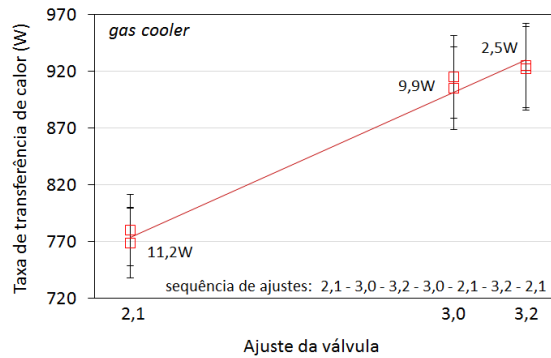


Figura 3.37 – Taxa de transferência de calor no gas cooler vs. ajuste da válvula micrométrica

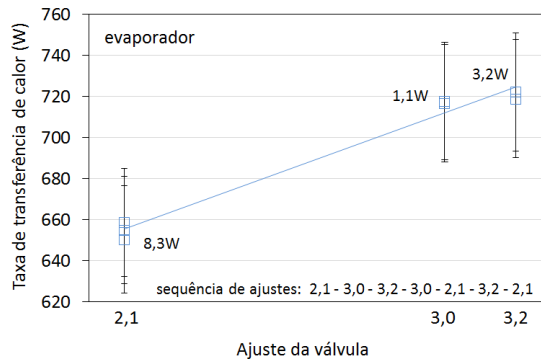


Figura 3.38 – Taxa de transferência de calor no evaporador vs. ajuste da válvula micrométrica

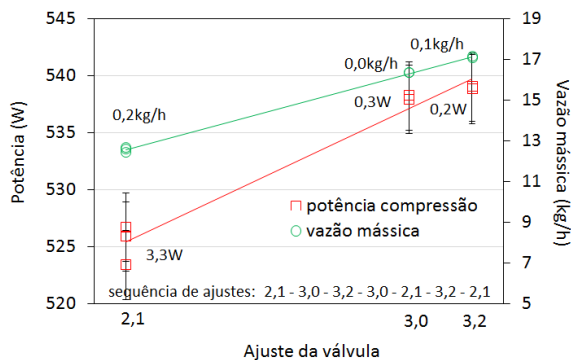


Figura 3.39 – Potência de compressão e vazão mássica vs. ajuste da válvula micrométrica

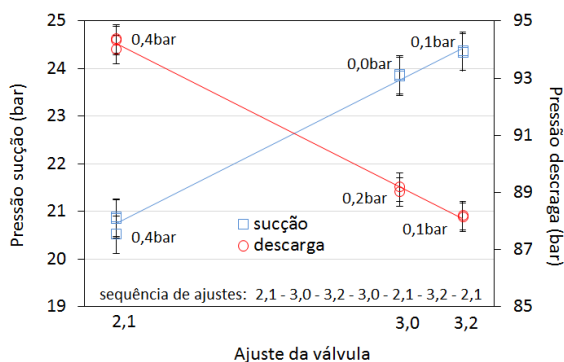


Figura 3.40 – Pressões de sucção e descarga vs. ajuste da válvula micrométrica

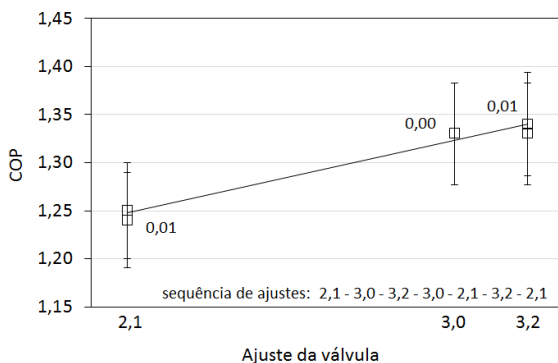


Figura 3.41 – Coeficiente de performance vs. ajuste da válvula micrométrica

3.2.5 Repetitividade no processo de carga de refrigerante

A repetitividade do procedimento de carga de refrigerante foi também avaliada para garantir as análises comparativas a serem efetuadas. Para tanto, foram realizados ensaios com ajustes sucessivos de carga de refrigerante na seguinte sequência: 271g – 292g – 292g (3 dias depois) – 271g – 282g – 292g – 282g – 292g – 272g – 308g. Todos os demais parâmetros foram mantidos inalterados. As taxas de transferência de calor, a potência de compressão e o COP são mostrados nas Figuras 3.42 a 3.45 que indicam também a maior diferença encontrada em cada carga e a incerteza de medição. As diferenças entre os resultados são consideravelmente menores que as incertezas de medição dos respectivos parâmetros o que permite concluir que o processo de carga garante uma repetitividade satisfatória entre os testes.

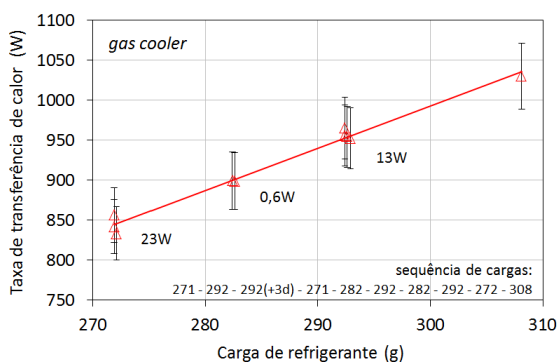


Figura 3.42 – Taxa de transferência de calor no *gas cooler* vs. variação da carga de refrigerante

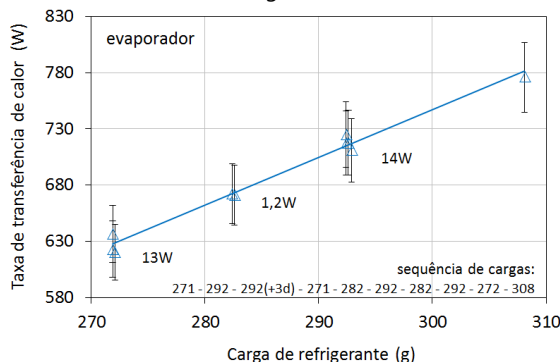


Figura 3.43 – Taxa de transferência de calor no evaporador vs. variação da carga de refrigerante

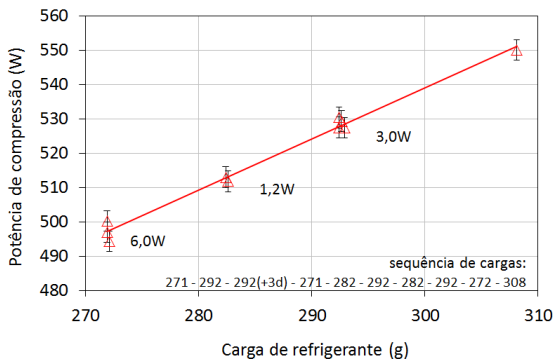


Figura 3.44 – Potência de compressão vs. variação da carga de refrigerante

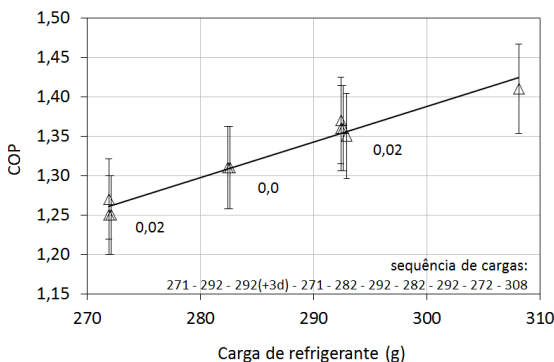


Figura 3.45 – COP vs. variação da carga de refrigerante

3.2.6 Balanço de energia nos trocadores de calor

A taxa de transferência de calor nos trocadores de calor (evaporador e *gas cooler*) foi calculada através de balanços de energia no lado do refrigerante (eq. 3.1) e no lado do fluido secundário (eq. 3.2).

$$\dot{Q}_C = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad 3.1$$

$$\dot{Q}_H = \rho \dot{V} C_p (T_2 - T_1) \quad 3.2$$

A Figura 3.46 mostra os resultados dos balanços de energia no evaporador e a Figura 3.47, no *gas cooler*, indicando que o evaporador

apresenta uma dispersão de resultados consideravelmente maior. A Tabela 3.4 resume os resultados indicando que, no evaporador, o balanço de energia do lado do fluido secundário subestima o do lado do refrigerante num desvio médio de 23,7%, com 74% dos pontos experimentais dentro de uma faixa de dispersão de $\pm 30\%$ e 99,6% (3σ) dos pontos na faixa de $\pm 50\%$. Por sua vez, o balanço de energia do lado do fluido secundário do *gas cooler* subestimou o lado do refrigerante em apenas 3,1%, com 82% dos pontos presentes numa faixa de dispersão de apenas $\pm 5\%$ e 99,6% (3σ) dos pontos na faixa de $\pm 12\%$.

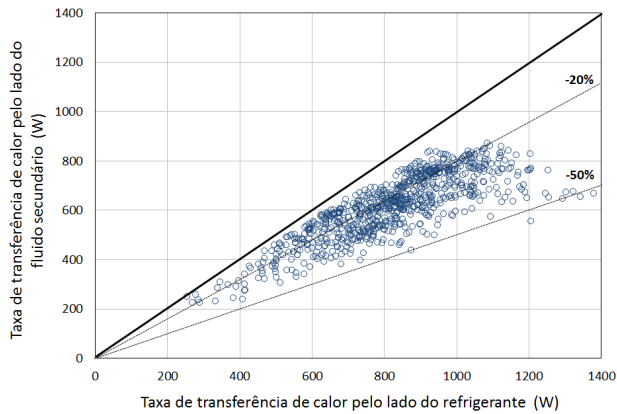


Figura 3.46 - Taxa de transferência de calor no evaporador calculada por balanços de energia no lado do refrigerante e pelo lado fluido secundário

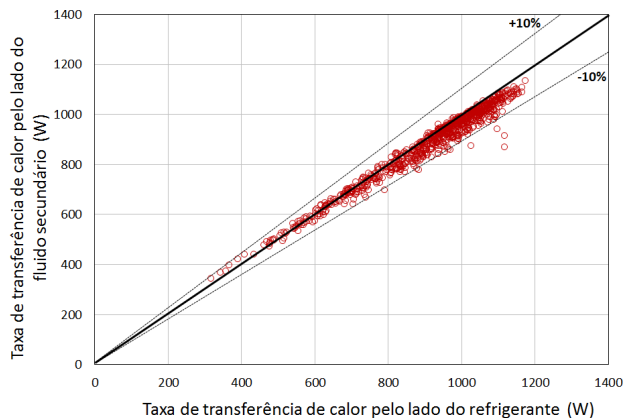


Figura 3.47 – Taxa de transferência de calor no *gas cooler* calculada por balanços de energia no lado do refrigerante e pelo lado fluido secundário

Tabela 3.4 – Resultados para o desvio da taxa de transferência de calor nos trocadores de calor

	Desvio médio ^a	BIAS ^b	n° de pontos (faixa de dispersão)	
Evaporador	23,7%	-23,7%	74% (±30%)	99,6% (±50%)
Gas cooler	3,1%	-2,4%	82% (±5%)	99,5% (±12%)

^a Desvio Médio (%): $(1/n)\sum[|(Q_H - Q_C)/Q_C|]*100$

^b BIAS (%): $(1/n)\sum[(Q_H - Q_C)/Q_C]*100$

Diversos fatores podem afetar os balanços de energia e originar as diferenças apresentadas, entre eles erros na medição dos parâmetros físicos e na avaliação das propriedades termofísicas e termodinâmicas.

A Figura 3.48 apresenta a taxa de transferência de calor no evaporador de alguns testes representativos calculada através dos balanços no lado do fluido secundário e no lado do refrigerante acompanhadas das respectivas incertezas de medição. Percebe-se que não existe uma sobreposição das incertezas de medição que justifique a diferença de resultado apresentada. Por sua vez, a Figura 3.49 mostra a taxa de transferência de calor para o *gas cooler*, indicando através da sobreposição das incertezas que os balanços de energia nos testes são estatisticamente semelhantes.

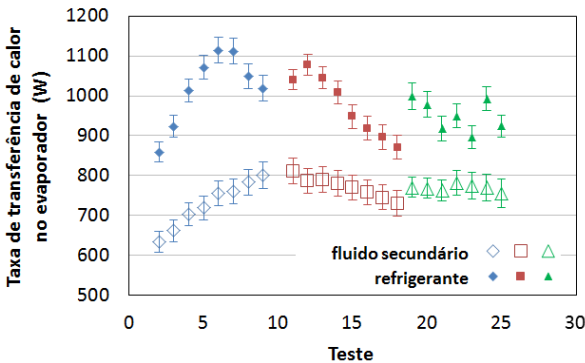


Figura 3.48 – Incerteza de medição para a taxa de transferência de calor para o evaporador

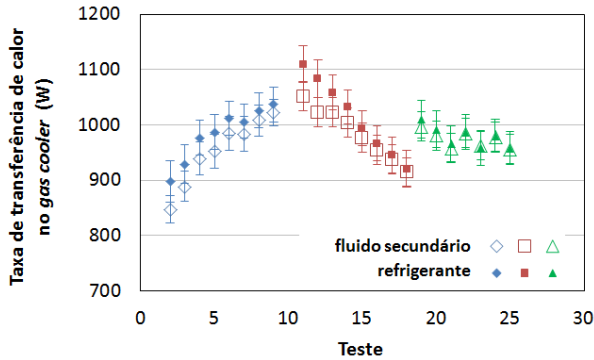


Figura 3.49 – Incerteza de medição para a taxa de transferência de calor para o *gas cooler*

De acordo com a eq. 3.1, o balanço de energia pelo lado do refrigerante fica susceptível a erros nas medições da vazão mássica, da temperatura, da pressão e, conseqüentemente, das entalpias. Já pelo lado do fluido secundário, a eq. 3.2 indica a possibilidade de erros na medição da vazão volumétrica e da temperatura além de erros no cálculo da densidade e do calor específico. No caso do evaporador, ainda há o agravante da incerteza provocada pela concentração do etileno-glicol. Além disso, a troca de calor com o ambiente pode afetar o balanço pelo lado do fluido secundário. Todos estes parâmetros são cuidadosamente analisados no Apêndice F e descartados como agentes causadores dos desvios observados nos balanços de energia.

Descartados os erros de medição (ver Apêndice F), resta verificar eventuais efeitos do ciclo transcrito e dos padrões de escoamento sobre as medições de temperatura e pressão. Neste caso, os gradientes de temperatura próxima ao ponto crítico e a diferença radial de temperatura podem afetar a avaliação das entalpias.

A pequena diferença observada entre os balanços de energia no *gas cooler* deve-se provavelmente a incerteza na determinação da condição do fluido refrigerante na entrada e na saída do trocador de calor. O diagrama P-h da Figura 3.50 ilustra que o perfil em S das isothermas na região supercrítica faz com que um pequeno desvio no valor da pressão gere uma incerteza considerável na entalpia dos pontos 2 e 3, o que afeta o balanço de energia. Este efeito se intensifica em níveis de pressão próximos ao do ponto crítico, região com mais intensa inclinação da isotérmica. Tal influência pode ser observada na

Figura 3.51 que relaciona a diferença entre os balanços de energia do lado do refrigerante e do lado da água no *gas cooler* com a pressão no ponto 3 (Figura 3.50). Percebe-se que o desvio entre os balanços de energia aumenta à medida que a pressão reduz e se aproxima da crítica (73,7bar).

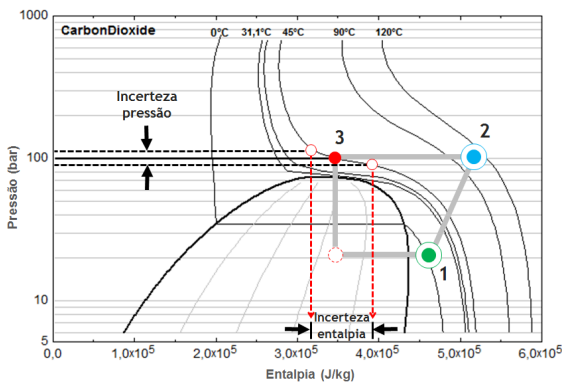


Figura 3.50 – Caracterização dos desvios de entalpia em função da incerteza da pressão

Outro argumento para explicar a diferença entre os balanços de energia é a variação radial de temperatura. Análises mostram que a diferença entre as temperaturas do núcleo do escoamento e da parede do tubo no *gas cooler* aumenta com a temperatura do fluido. Esta diferença de temperatura pode atingir até 7°C na entrada do *gas cooler* enquanto que na saída, se limita a 3°C. A temperatura média local do escoamento é, portanto afetada com reflexos na entalpia e, conseqüentemente, no balanço de energia.

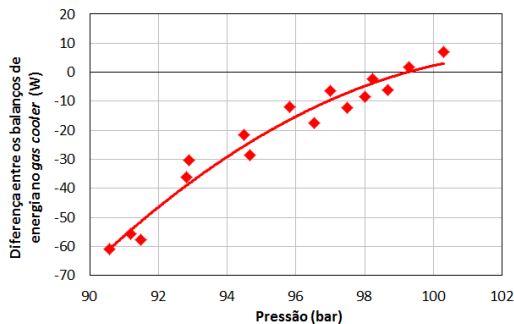


Figura 3.51 - Diferença nos balanços de energia no *gas cooler* vs. pressão de descarga

Acredita-se, portanto, que as diferenças nos balanços de energia no *gas cooler* sejam provenientes das incertezas na avaliação da entalpia na saída do trocador de calor somado ao desvio na temperatura média do fluido.

No caso do evaporador, a condição do fluido refrigerante na entrada é determinada a partir da pressão e da entalpia, assumindo um processo de expansão isentálpico. Desta forma, a pressão e a temperatura do fluido na entrada do dispositivo de expansão afetam a entalpia da entrada do evaporador, propagando as incertezas atribuídas à entalpia na saída do *gas cooler* na avaliação do balanço de energia do evaporador.

Entretanto, é a condição de saída do CO₂ que determina as diferenças nos balanços de energia no evaporador. Numa observação ampla dos resultados, a diferença entre os balanços mostra-se fortemente relacionada com a dificuldade de se determinar com precisão a condição termodinâmica do fluido na saída do evaporador. Isso é ilustrado na Figura 3.52 que mostra que a diferença entre os balanços aumenta significativamente quando o superaquecimento aproxima-se de zero nas diversas condições de operação avaliadas. Um superaquecimento reduzido dificulta a determinação da real condição do fluido devido ao arraste de líquido pelo vapor. Desta forma, apesar de o sensor de temperatura indicar certo grau de superaquecimento, a condição local pode ainda ser a bifásica, comprometendo o cálculo da entalpia na saída do evaporador.

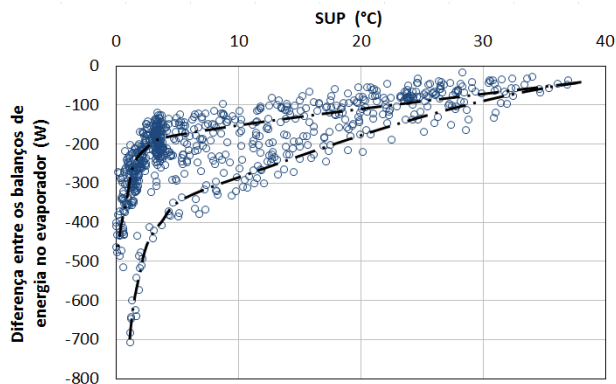


Figura 3.52 - Diferença nos balanços de energia no evaporador vs. superaquecimento para dois padrões de operação do sistema

Portanto, o balanço de energia pelo lado do refrigerante não garante a correta caracterização da taxa de transferência de calor do evaporador. Considerando os bons resultados obtidos nos balanços de energia no *gas*

cooler, a taxa de transferência de calor usada como referência para as análises do evaporador passa a ser a calculada pelo balanço de energia no fluido secundário.

3.2.7 Operação: efeitos da pressão de descarga e do superaquecimento

Os testes a seguir foram realizados para comprovar que o aparato experimental responde apropriadamente ao controle simultâneo de diversos parâmetros operacionais. Neste caso, os parâmetros controlados e indiretamente avaliados foram as pressões de evaporação e descarga, o superaquecimento e temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler*.

3.2.7.1 Pressão de descarga

Para verificar o efeito da variação da pressão de descarga sobre o desempenho do sistema, optou-se por reproduzir a análise discutida nas Figuras 2.29 (pág. 31) e 2.33 (pág. 34). A Figura 3.53 mostra os resultados dos ensaios que compreendem a variação da pressão de descarga de 88,1bar a 111,5bar enquanto são mantidas constantes as temperaturas de evaporação em -10°C, da sucção do compressor em 0°C e da saída do *gas cooler* em 38°C. Percebe-se que o aumento da pressão de descarga promove o aumento do ERE e do WE num padrão similar ao explicado na teoria.

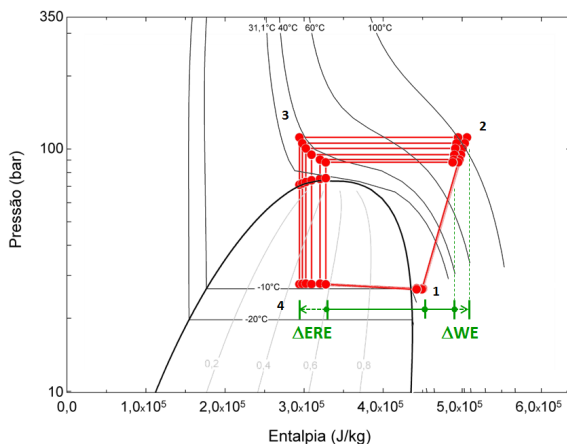


Figura 3.53 – Análise experimental do efeito da pressão de descarga sobre o ERE e WE (diagrama P-h)

A Figura 3.54 mostra que um aumento de pressão de 88,1bar para 90,4bar produz um aumento de aproximadamente 14% no ERE e de apenas 2% no WE, com benefícios para o COP do sistema. Esta vantagem do ERE se mantém até os 100,6bar, quando então os incrementos de pressão passam a resultar num aumento superior de WE. Neste caso, a pressão ideal de operação se encontra um pouco acima dos 100,6bar, num valor que iguala os efeitos do ERE e do WE. Cabe salientar que esta pressão ideal aproximada (~100,6bar) é bastante próxima à pressão ideal previamente estimada para a condição de operação em questão que é de 99bar.

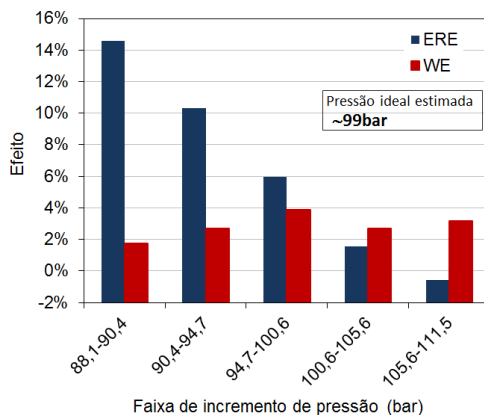


Figura 3.54 – Efeito incremental da pressão de descarga sobre o ERE e WE

As variações de ERE e WE refletem-se na performance do sistema conforme ilustrado na Figura 3.55. Pode-se perceber que a capacidade de refrigeração sofre um expressivo aumento em função da pressão até que o valor de 100,6bar seja obtido. Este comportamento resulta da sucessiva queda nos ganhos de ERE, conforme mostrado na Figura 3.54. Por sua vez, o aumento linear da potência de compressão reflete o aumento praticamente constante no WE em função da pressão de descarga. A interação destes parâmetros origina a curva característica do COP, cujo ponto de máximo ocorre em 100,6bar como reflexo do equilíbrio entre os parâmetros ERE e WE.

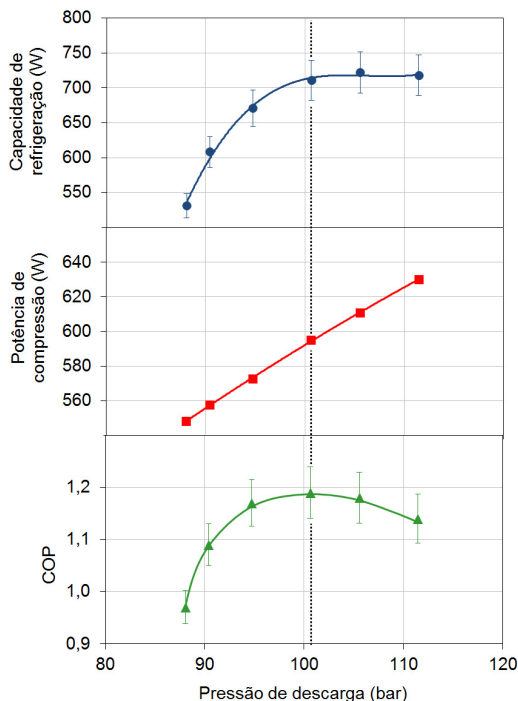


Figura 3.55 – Capacidade de refrigeração, potência de compressão e COP em função da pressão de descarga

3.2.7.2 Superaquecimento

O efeito do superaquecimento torna-se importante quando se aplica um trocador de calor interno e quando as condições de operação variam livremente. Para avaliar esse efeito, variou-se o superaquecimento através do ajuste da carga térmica aplicada no evaporador enquanto mantinham-se constantes as temperaturas de evaporação em -10°C e de saída do *gas cooler* em 38°C e a pressão de descarga em 100,8 bar.

A Figura 3.56 mostra o efeito do superaquecimento, tornando evidente sua influência sobre a temperatura de descarga do compressor (ponto 2). A Figura 3.57 mostra que um superaquecimento de aproximadamente 30°C aumenta a temperatura de descarga em 18°C . Além disso, o superaquecimento promove o aumento do volume específico na sucção do compressor o que diminui a vazão mássica em circulação (Figura 3.58). O balanço entre o efeito sobre o trabalho específico de compressão e a vazão

mássica ($\dot{W}_{comp} = \dot{m} \cdot WE$) determina a influência do superaquecimento sobre a potência de compressão. A Figura 3.59 mostra uma queda de 2,7% na potência de compressão na faixa de superaquecimento analisada o que sugere que a redução da vazão mássica tem um efeito superior ao produzido pelo aumento do WE. Este resultado difere do apresentado por Llopis *et al.*, (2010) (Figura 2.84, pág. 68) que apresenta um aumento da potência de compressão da ordem de 5% embora esta diferença possa estar associada aos diferentes compressores utilizados que, no caso de Llopis *et al.*, (2010), trata-se de um semi-hermético com diferenças substanciais na maneira como o fluido é aspirado no cilindro.

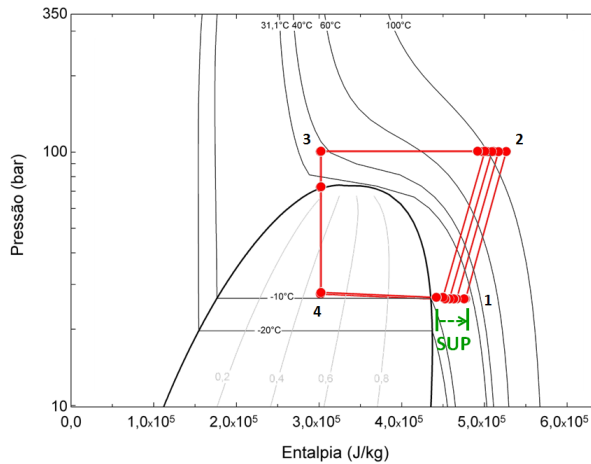


Figura 3.56 – Análise experimental do efeito do superaquecimento ilustrado no diagrama P-h

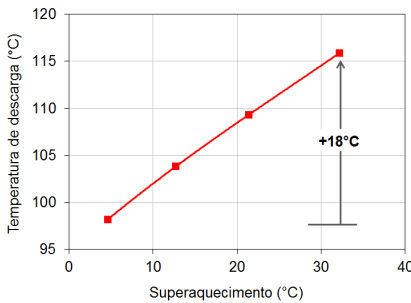


Figura 3.57 – Efeito do superaquecimento na temperatura de descarga do compressor

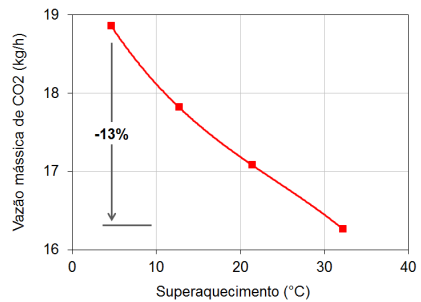


Figura 3.58 – Efeito do superaquecimento na vazão mássica

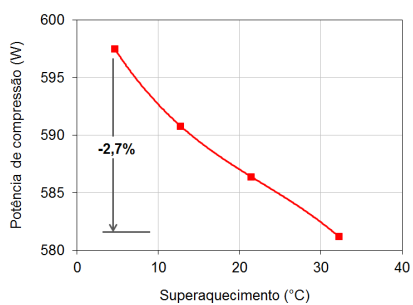


Figura 3.59 – Efeito do superaquecimento na potência de compressão

Capítulo IV

MODELAGEM FÍSICA

Neste capítulo serão apresentadas as equações fundamentais e as hipóteses simplificativas adotadas no desenvolvimento de um modelo matemático para simular os componentes do sistema.

4.1 CARACTERIZAÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA

O objetivo da modelagem matemática é auxiliar no entendimento de algumas particularidades no comportamento do sistema observadas durante os ensaios experimentais. Para tanto, os componentes do sistema foram descritos individualmente em submodelos para melhor entender o seu comportamento ao operar com fluido transcrito e a sua influência nos resultados experimentais. De forma complementar, estes submodelos foram integrados num algoritmo único que visa simular a operação da bancada experimental.

Os submodelos matemáticos foram desenvolvidos na plataforma EES[®] *Engineering Equation Solver* (EES, 2010) e são de natureza semiempírica o que significa que as equações fundamentais são utilizadas juntamente com parâmetros empíricos derivados de experimentos ou de catálogos de fabricantes.

Cada submodelo foi validado comparando-se as suas estimativas (est) com os respectivos valores experimentais (exp). Os indicadores estatísticos usados neste processo foram os seguintes:

Média absoluta

Desvio médio absoluto dos valores estimados em relação aos experimentais.

$$MA = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Y_{est} - Y_{exp})_i \quad 4.1$$

Desvio médio

Desvio médio percentual dos valores estimados em relação aos experimentais.

$$DM = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\left| \frac{(Y_{est} - Y_{exp})}{Y_{exp}} \right| \right]_i \cdot 100 \quad 4.2$$

Bias ou Viés

Tendência da diferença percentual entre os valores estimados e experimentais. Informa se os valores estimados sub- ou superestimam os valores experimentais.

$$BIAS = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left[\frac{(Y_{est} - Y_{exp})}{Y_{exp}} \right]_i \cdot 100 \quad 4.3$$

Desvio padrão

Informa a frequência da diferença entre valores estimados e experimentais dentro das faixas de dispersão padronizadas:

$$SD = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \left[(Y_{est} - Y_{exp})_i - MA \right]^2} \quad 4.4$$

1·SD = 68%

2·SD = 95%

3·SD = 99,7%

Isto é, 68% dos pontos em análise situam-se na faixa de dispersão de $\pm 1SD$; 95% na faixa $\pm 2SD$ e 99,7% em $\pm 3SD$.

4.1.1 Compressor

O submodelo do compressor estima a vazão mássica (\dot{m}), a potência de compressão (\dot{W}_{comp}), a temperatura de descarga ($T_{comp.out}$) e a taxa de dissipação de calor (\dot{Q}_{comp}) a partir de balanços de massa e energia. As equações de balanço foram “calibradas” através do rendimento volumétrico (η_v), do rendimento global (η_g) e da condutância térmica global da carcaça (UA_{comp}), todos parâmetros empíricos derivados de experimentos ou de catálogos de fabricantes.

A potência do compressor \dot{W}_{comp} foi calculada a partir do seguinte balanço de energia

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}(h_{comp.out} - h_{comp.in}) + \dot{Q}_{comp} \quad 4.5$$

onde \dot{Q}_{comp} , \dot{m} , $h_{comp.in}$ e $h_{comp.out}$ representam, respectivamente, a taxa de dissipação de calor no compressor, a vazão mássica e as entalpias do refrigerante na entrada e saída do compressor.

A vazão mássica \dot{m} foi calculada através da equação 4.6 (Gosney, 1982), onde N é a rotação do compressor, vol é o seu deslocamento

volumétrico, $v_{comp.in}$ é o volume específico do refrigerante na sucção do compressor e η_v é o rendimento volumétrico. O rendimento volumétrico computa as perdas relativas à reexpansão do fluido refrigerante contido no volume morto no cilindro do compressor durante o estágio de sucção, relacionando a massa teórica que preencheria o volume do cilindro com a massa que é efetivamente aspirada pelo compressor.

$$\dot{m} = \frac{N \cdot vol}{v_{comp.in}} \eta_v \quad 4.6$$

Parte do calor gerado durante o processo de compressão é dissipado através da carcaça do compressor (\dot{Q}_{comp}) com efeito sobre a temperatura de descarga. A taxa de dissipação de calor no compressor foi calculada com base no conceito da condutância térmica global UA_{comp} (GONÇALVES *et al.*, 2009), expresso na equação 4.7, onde $T_{comp.out}$ representa a temperatura de descarga e T_{amb} a temperatura ambiente.

$$\dot{Q}_{comp} = UA_{comp}(T_{comp.out} - T_{amb}) \quad 4.7$$

A potência de compressão, \dot{W}_{comp} , foi também calculada através da equação a seguir como forma de completar o conjunto de equações,

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \cdot \frac{(h_{comp.out.s} - h_{comp.in})}{\eta_g} \quad 4.8$$

onde $h_{comp.out.s}$ representa a entalpia na saída do compressor admitindo-se o processo como isentrópico e η_g o rendimento global do compressor o qual computa as perdas mecânica, elétrica e isentrópica atribuídas ao compressor (GONÇALVES *et al.*, 2009).

O conjunto de equações anterior permite a determinação dos parâmetros \dot{W}_{comp} , \dot{m} , \dot{Q}_{comp} e $T_{comp.out}$ a partir dos valores de η_g , η_v e UA_{comp} . Tais parâmetros podem ser determinados a partir da solução do referido sistema de equações alimentado com dados experimentais de temperatura, pressão, vazão mássica e potência de compressão.

Neste trabalho, os parâmetros empíricos foram derivados a partir de uma ampla base de dados experimentais, sendo as principais variáveis com suas respectivas faixas de variação apresentadas na Tabela 4.1. Aproximadamente metade dos pontos experimentais consideram a utilização do trocador de calor interno (iHX) no sistema o qual proporciona, na prática,

maior vazão mássica (\dot{m}), menores relações de pressão (RP) e diferença e pressão (DP) e maior temperatura de sucção ($T_{comp.in}$).

Tabela 4.1 – Faixa de variação dos parâmetros operacionais

	Pdesc [bar]	Psuc [bar]	RP [-]	DP [bar]	Tcomp.in [°C]	Tcarça [°C]	\dot{m} [kg/h]
Mínimo	76,7	15,6	2,6	48,9	-4,4	48,5	8,1
Máximo	118,0	31,1	5,8	91,4	35,9	67,2	27,4

Os valores máximos e mínimos de cada um dos parâmetros empíricos são mostrados na Tabela 4.2. Para efeito de comparação, Pisano e Dallai (2011) mediram os rendimentos global e volumétrico de compressores semi-herméticos de CO₂, dentro de uma relação de pressão de $2 < RP < 6$, obtendo os seguintes valores: $50\% < \eta_g < 65\%$ e $50\% < \eta_v < 90\%$, ou seja, valores próximos aos obtidos neste trabalho.

Tabela 4.2 – Faixa de variação dos parâmetros empíricos

	η_g [%]	η_v [%]	UAcomp [W/°C]
Mínimo	54	72	3
Máximo	68	99	11

Os parâmetros empíricos em questão foram plotados contra a relação de pressão, destacando a presença ou não de trocador de calor interno nas Figuras 4.1 a 4.3.

A Figura 4.1 mostra uma leve tendência de redução do rendimento global com o aumento da relação de pressão, apesar da grande dispersão dos resultados. Isso ocorre porque à medida que a relação de pressão aumenta, aumentam as cargas sobre os mancais e sobre o motor elétrico. A dispersão nos resultados deve-se a variação da temperatura e da pressão do fluido. Observa-se também que o rendimento global mostra-se levemente superior nos ensaios com o trocador de calor interno, característica essa atribuída às temperaturas mais elevadas na sucção do compressor.

A Figura 4.2 mostra que o rendimento volumétrico varia mais fortemente com a relação de pressão já que esta governa o processo de reexpansão do fluido contido no volume morto do compressor.

Por fim, a condutância térmica global da carcaça UA_{comp} é influenciada pelas propriedades termofísicas e pela vazão mássica do refrigerante uma vez que estas interferem no mecanismo de troca de calor da carcaça, modificando

os padrões de condução e convecção de calor e, consequentemente, o coeficiente global de transferência de calor U . Dessa forma, o padrão observado na Figura 4.3 é reflexo, fundamentalmente, do aumento da vazão mássica que ocorre com o aumento da relação de pressão. A grande dispersão apresentada pelos ensaios sem trocador de calor interno estaria associada a uma maior variação de temperatura do fluido no interior da carcaça (eventualmente pode ocorrer até mesmo o arraste de fluido bifásico) conforme indicado na Tabela 4.1 ($T_{carcaça}$).

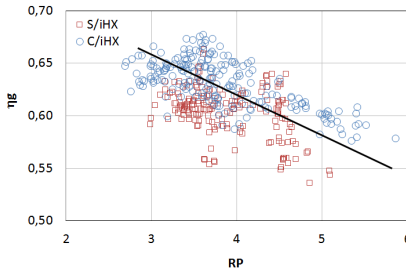


Figura 4.1 – Rendimento global vs. relação de pressão

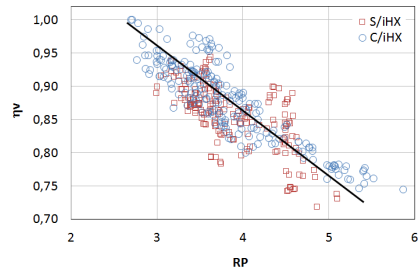


Figura 4.2 – Rendimento volumétrico vs. relação de pressão

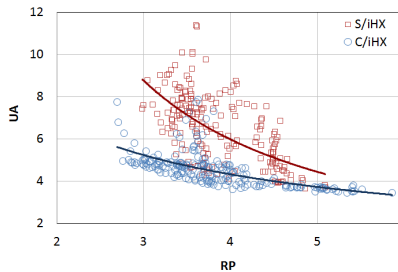


Figura 4.3 – Condutância térmica global da carcaça vs. relação de pressão

Análises semelhantes foram feitas com outros parâmetros, sendo os mais relevantes a diferença de pressão (DP) e a temperatura na entrada do compressor ($T_{comp.in}$).

Os parâmetros empíricos η_g , η_v e UA_{comp} foram então correlacionados com os parâmetros operacionais mais relevantes, através das equações 4.9 a 4.11. A relação de pressão $RP = (P_{desc}/P_{suc})$ capta a influência da reexpansão do fluido no cilindro; a diferença de pressão $DP = (P_{desc} - P_{suc})$ repercute os vazamentos na folga pistão/cilindro e na válvula de sucção durante o estágio de compressão; e a temperatura de sucção do fluido refrigerante $T_{comp.in}$

considera as propriedades termofísicas do fluido. O coeficiente de determinação (R^2) para as correlações de η_g , η_v e ε_{comp} são, respectivamente, 0,53, 0,68 e 0,78.

$$\eta_g = 0,6411 - 0,0466 \left(\frac{P_{desc}}{P_{suc}} \right) + 0,0002(P_{desc} - P_{suc}) + 0,0009 \cdot T_{comp.in} \quad 4.9$$

$$\eta_v = 1,1196 - 0,0927 \left(\frac{P_{desc}}{P_{suc}} \right) + 0,0013(P_{desc} - P_{suc}) + 0,0005 \cdot T_{comp.in} \quad 4.10$$

$$UA_{comp} = 8,1301 - 1,4367 \left(\frac{P_{desc}}{P_{suc}} \right) + 0,0607(P_{desc} - P_{suc}) - 0,0734 \cdot T_{comp.in} \quad 4.11$$

O fluxograma indicado na Figura 4.4 ilustra o procedimento de cálculo utilizado no submodelo do compressor.

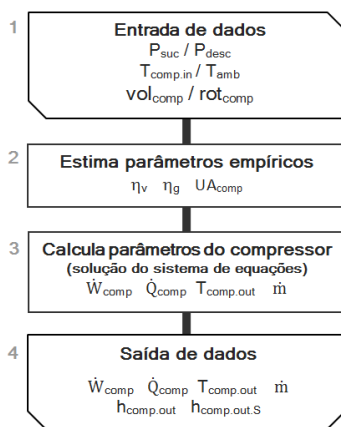


Figura 4.4 – Fluxograma do submodelo do compressor

As Figuras 4.5 a 4.8 e a Tabela 4.3 comparam as previsões do submodelo do compressor com os dados experimentais. O desvio padrão da potência de compressão, da vazão mássica, da taxa de transferência de calor na carcaça e da temperatura de descarga é de respectivamente 1,0%, 3,7%, 7,6% e 5,2°C o que se reflete em faixas de dispersão de $\pm 3,0\%$, $\pm 11,1\%$, $\pm 22,8\%$ e 15,6°C para 99,7% dos pontos analisados.

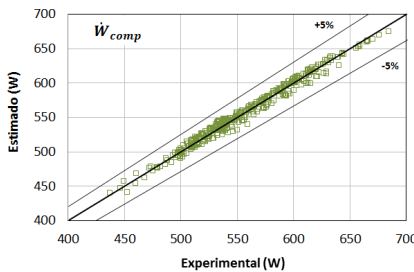


Figura 4.5 – Potência de compressão estimada vs. experimental

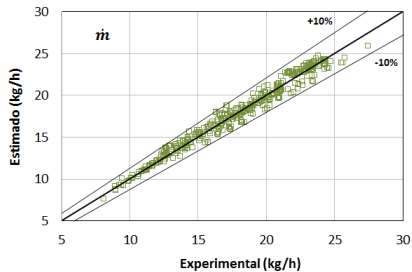


Figura 4.6 – Vazão mássica estimada vs. experimental

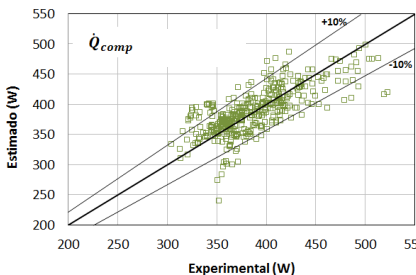


Figura 4.7 – Taxa de transferência de calor estimada vs. experimental

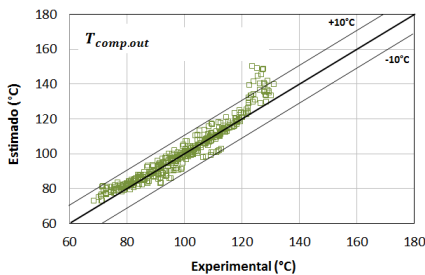


Figura 4.8 – Temperatura de descarga estimada vs. experimental

Tabela 4.3 – Análise da diferença entre os valores estimados e experimentais de \dot{m} , \dot{W}_{comp} , \dot{Q}_{comp} e $T_{comp.out}$

	\dot{W}_{comp} [%]	\dot{m} [%]	\dot{Q}_{comp} [%]	T_{comp} [°C]
DM	0,8	2,9	5,7	
BIAS	0,0	0,1	0,4	
SD	1,0	3,7	7,6	5,2
MA				1,1

Validado o submodelo do compressor, realiza-se uma análise de sensibilidade para investigar o impacto dos parâmetros empíricos sobre as estimativas do programa. Para tanto, utiliza-se a matriz de dados experimentais e variou-se os parâmetros empíricos em 3 faixas distintas, quais sejam: $\pm 1\%$, $\pm 5\%$ e $\pm 10\%$. A resposta do programa foi analisada com base no parâmetro estatístico Bias (eq. 4.3).

A Figura 4.9 mostra que a potência de compressão é afetada na mesma proporção da variação dos parâmetros η_v e η_g , entretanto, de maneira

inversa para o primeiro e direta para o segundo. O submodelo não consegue captar a influência do UA_{comp} sobre a potência de compressão.

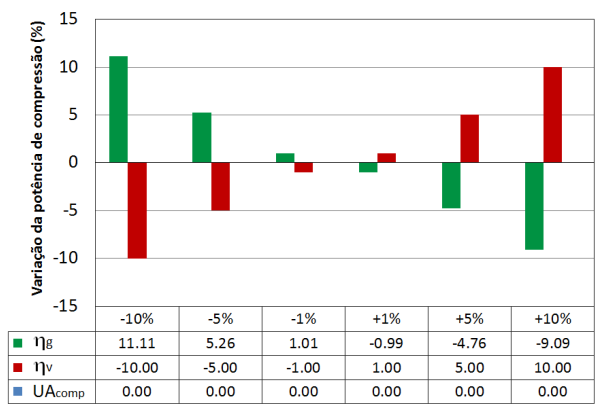


Figura 4.9 – Efeito (bias) da variação dos parâmetros empíricos sobre a potência de compressão

Os parâmetros η_g e UA_{comp} não afetam a vazão mássica de refrigerante a qual é afetada diretamente e na mesma proporção por η_v , como ilustrado na Figura 4.10.

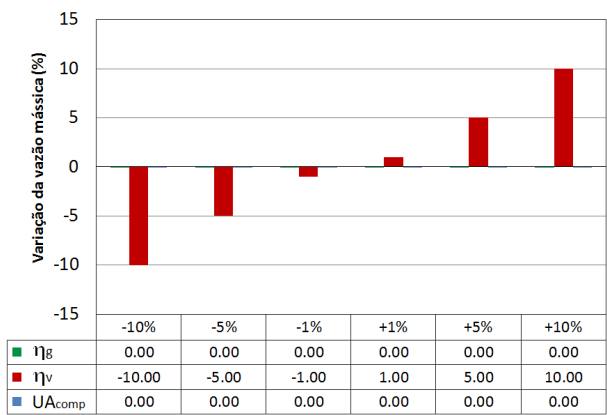


Figura 4.10 - Efeito (bias) da variação dos parâmetros empíricos sobre a vazão mássica

A Figura 4.11 ilustra os efeitos dos parâmetros empíricos sobre a taxa de dissipação de calor da carcaça. Observa-se que o aumento da eficiência do compressor, η_g , se traduz numa diminuição da taxa de dissipação de calor numa proporção de aproximadamente 2:1. Observa-se também que os parâmetros η_v e UA_{comp} afetam diretamente a taxa de rejeição de calor do compressor.

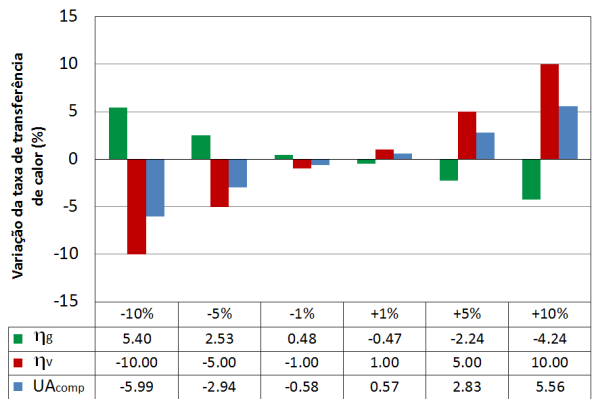


Figura 4.11 - Efeito (bias) da variação dos parâmetros empíricos sobre a taxa de transferência de calor

Finalmente, o efeito dos parâmetros empíricos sobre a temperatura final de descarga é ilustrado na Figura 4.12 donde pode-se concluir que a temperatura de descarga não é afetada pelo η_v e varia de forma inversamente proporcional com o η_g e o UA_{comp} .

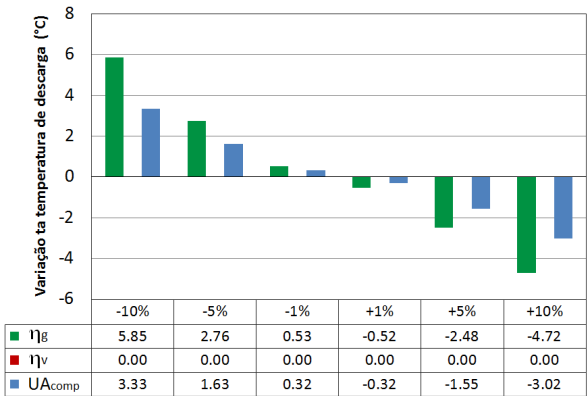


Figura 4.12 – Efeito (bias) da variação dos parâmetros empíricos sobre a temperatura de descarga

4.1.2 Dispositivo de expansão

O submodelo do dispositivo de expansão calcula a vazão mássica em função da geometria e das condições de operação. Neste trabalho foram utilizados dois tipos de dispositivos de expansão, um tubo capilar adiabático (TC) e uma combinação em série de uma válvula micrométrica com um tubo capilar (de expansão) (Figura 3.14, pág.85).

A vazão mássica de refrigerante através do tubo capilar foi estimada através do modelo proposto por Hermes *et al.* (2009). Tal modelo é de natureza algébrica e estima a vazão mássica de refrigerante com um erro de $\pm 10\%$ em relação aos dados experimentais. A base de dados experimentais utilizada foi obtida por Silva *et al.* (2009). Pode-se perceber que a condição do fluido refrigerante considerada na entrada do capilar foi sempre a monofásica supercrítica e à esquerda do ponto crítico (Figura 4.13).

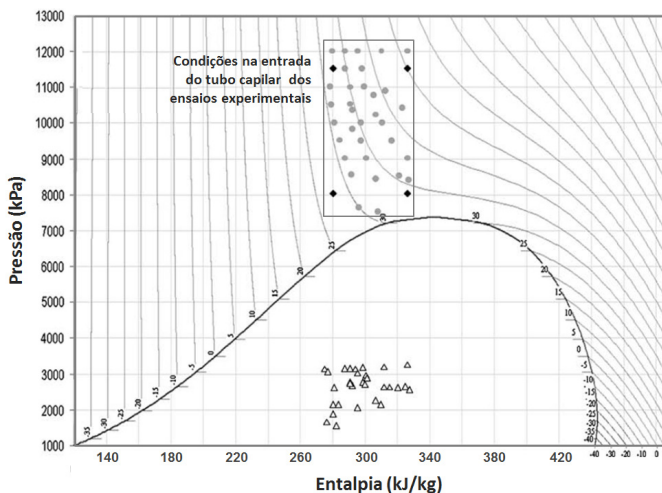


Figura 4.13 – Pontos experimentais obtidos por Silva *et al.*, 2009

O modelo de Hermes *et al.* (2009) foi também validado contra os dados experimentais obtidos nesse trabalho, cujos parâmetros de referência pressão de sucção, pressão de descarga, temperatura na entrada do capilar e temperatura de evaporação foram variados entre os valores máximo e mínimo indicados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Faixa de variação dos parâmetros operacionais dos testes preliminares com capilar

	Psuc [bar]	Pdesc [bar]	Tdex.in [°C]	Tev.in [°C]
Mínimo	17	80	2,1	-25,5
Máximo	29	107	38,0	-6,5

Foram utilizados três tubos capilares, todos com o mesmo diâmetro interno ($\varnothing 0,83\text{mm}$), mas com comprimentos distintos: 2500mm, 2800mm e 3500mm. Cabe salientar que estes tubos capilares foram confeccionados a partir do mesmo lote do qual foram extraídas as amostras usadas nos ensaios experimentais de Silva *et al.* (2009) que, por sua vez, foram utilizados como referência no modelo de Hermes *et al.* (2009). Este fato minimiza as incertezas associadas ao diâmetro que afeta consideravelmente a vazão mássica.

A Figura 4.14 mostra que o modelo de Hermes *et al.* (2009) prevê razoavelmente bem os dados experimentais, embora exista uma leve tendência de superestimar os valores de vazão. Em termos estatísticos, o modelo apresenta um desvio médio 7,4%, uma tendência em superestimar os dados experimentais de 5,3% e 95% dos pontos experimentais dentro de uma faixa de dispersão de $\pm 13,4\%$ (Tabela 4.5).

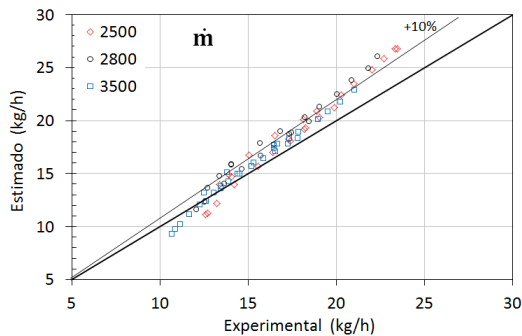


Figura 4.14 – Vazão mássica estimada pelo modelo algébrico de HERMES *et al.* (2009) vs. experimental

Parte dos desvios apresentados pelo modelo neste trabalho pode ser atribuído aos valores de entalpia do refrigerante na entrada do tubo capilar. Vale lembrar que o modelo de Hermes *et al.* (2009) foi originalmente calibrado para condições de entalpia sempre inferior a entalpia do ponto crítico (Figura 4.13), condição esta que não é garantida neste trabalho.

Tabela 4.5 – Parâmetros estatísticos referentes as estimativas de vazão mássica através do modelo de Hermes *et al.* (2009)

	<i>m</i> Hermes <i>et al.</i> (2009) [%]
DM	7,4
BIAS	5,3
SD	6,7

A vazão mássica através do conjunto válvula micrométrica + tubo capilar foi também estimada através do modelo de Hermes *et al.* (2009). Neste caso, tornou-se necessário relacionar as posições de abertura da válvula com um comprimento equivalente de tubo capilar (L_{eq}) em termos de restrição de escoamento. Para tanto, o modelo de Hermes *et al.* (2009) foi alimentado com dados experimentais obtidos com o conjunto válvula-capilar em diferentes condições de operação e graus de abertura.

Os comprimentos equivalentes, assim obtidos, são ilustrados na Figura 4.15. Ao contrário do esperado observa-se uma grande dispersão de valores, especialmente para aberturas inferiores a 4,5 voltas. Tal dispersão é atribuída, em parte, à limitação do próprio modelo, calibrado para valores de entalpia na entrada sempre inferiores à entalpia crítica. Essa característica é ilustrada na Figura 4.16, onde se observa que o modelo consegue prever um comprimento equivalente constante para cada abertura sempre que a entalpia na entrada diminui consideravelmente em relação ao ponto crítico (~300kJ/kg).

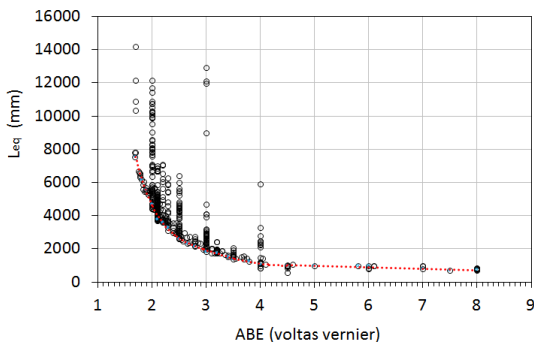


Figura 4.15 - Comprimento equivalente vs. abertura da válvula micrométrica

Outra característica que também influencia o resultado estimado do comprimento equivalente é a dinâmica do próprio escoamento através do conjunto válvula-capilar. O diagrama P-h da Figura 4.17 fornece detalhes do

escoamento para uma abertura correspondente a duas voltas e admitindo o processo de expansão como isentálpico. Percebe-se que quando a entalpia (temperatura) na entrada é elevada, o primeiro estágio de expansão A-B proporcionado pela válvula micrométrica leva o fluido ao estado bifásico na câmara intermediária, que apresenta títulos de até 40%. À medida que a entalpia diminui o título na câmara intermediária também diminui, até que exista apenas líquido. Tal comportamento se repete para todas as outras posições da válvula, como ilustrado na Figura 4.18. Comparando a Figura 4.18 com a Figura 4.16, percebe-se que os comprimentos equivalentes constantes podem ser obtidos sempre que o título na câmara intermediária for inferior a 10%.

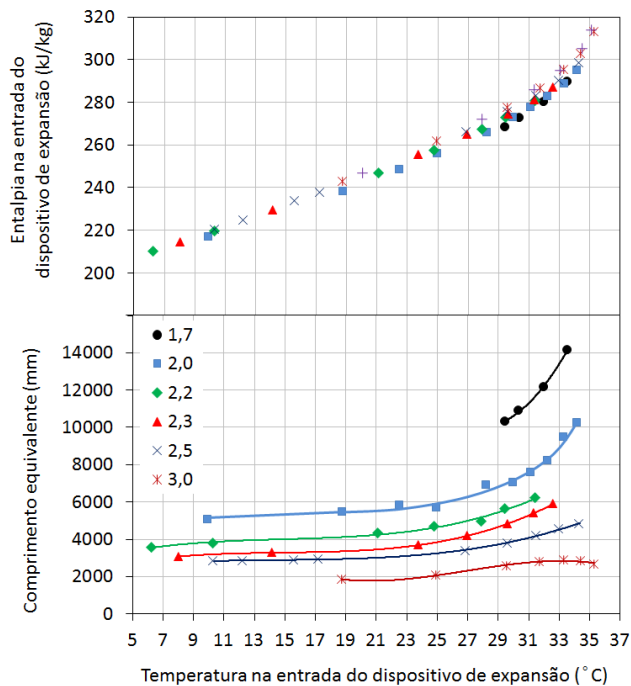


Figura 4.16 – Comprimento equivalente vs. entalpia e temperatura na entrada do dispositivo de expansão

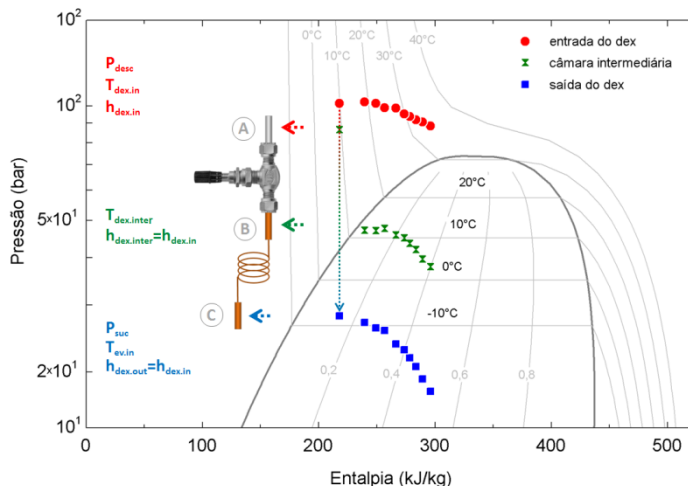


Figura 4.17 – Processo de expansão ao longo do conjunto capilar-válvula

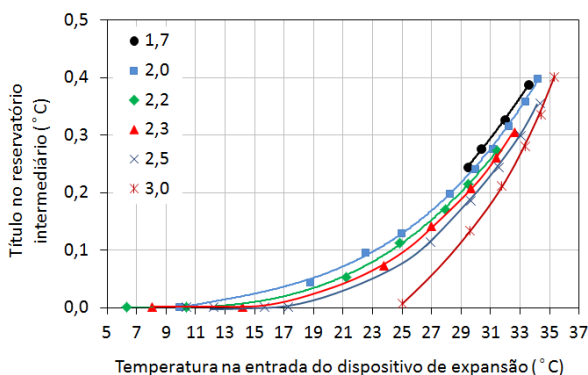


Figura 4.18 – Título na câmara intermediária em função da temperatura do fluido na entrada do dispositivo de expansão

A presença de vapor na câmara intermediária restringe consideravelmente o escoamento no tubo capilar, diminuindo assim a vazão mássica de refrigerante. O programa de Hermes *et al.* (2009) não consegue captar o efeito da câmara intermediária e, por esta razão, estima comprimentos excessivamente longos para se adaptar à redução de vazão mássica informada nos dados experimentais.

A relação abertura da válvula (ABE) com comprimento equivalente (L_{eq}) foi então estabelecida com base nos comprimentos mínimos ilustrados na

Figura 4.15, onde existe líquido ou fluido supercrítico na câmara intermediária. Tal relação é expressa pela equação a seguir:

$$L_{eq} = -219 \cdot ABE^5 + 3944 \cdot ABE^4 - 28046 \cdot ABE^3 + 99015 \cdot ABE^2 - 174963 \cdot ABE + 12678 \quad 4.12$$

A Figura 4.19 ilustra graficamente o comportamento da equação 4.12, juntamente com o coeficiente de vazão (C_v) da válvula micrométrica. Observa-se que em grandes aberturas o coeficiente de vazão é alto o suficiente para não afetar o escoamento através do conjunto válvula-capilar. Nesse caso, o escoamento é regulado exclusivamente pelo tubo capilar de 600mm montado em série com a válvula. Por essa razão o comprimento equivalente tende a um valor próximo a 600mm em grandes aberturas, conforme ilustrado na Figura 4.19.

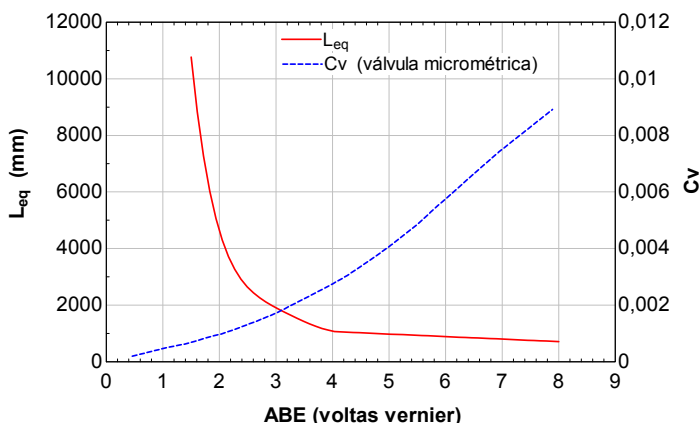


Figura 4.19 – Curva característica do conjunto capilar-válvula

Uma vez definida a curva característica do conjunto capilar-válvula torna-se possível estimar a vazão mássica e compará-la com os valores experimentais. O procedimento de cálculo adotado para estimar a vazão mássica de refrigerante é ilustrado na Figura 4.20.

A Figura 4.21 compara os resultados experimentais com os obtidos através da metodologia proposta para estimar a vazão mássica de refrigerante através do conjunto válvula-capilar. Em termos estatísticos (Tabela 4.6), o submodelo apresenta um desvio médio de 7,4% e uma tendência de superestimar os valores experimentais em 6,6%. Adicionalmente, 95% dos pontos situam-se numa faixa de dispersão de $\pm 18\%$.

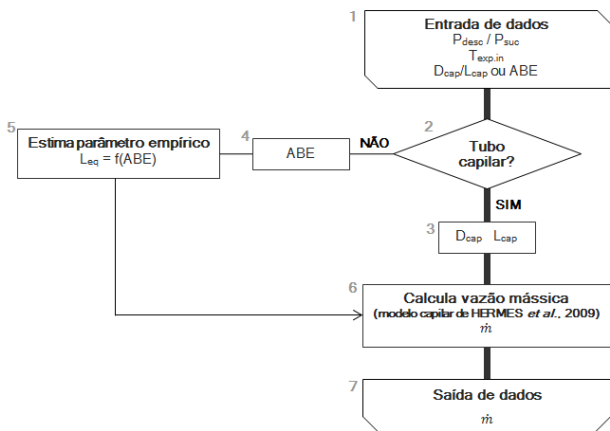


Figura 4.20 – Fluxograma de cálculo da vazão mássica de refrigerante no dispositivo de expansão

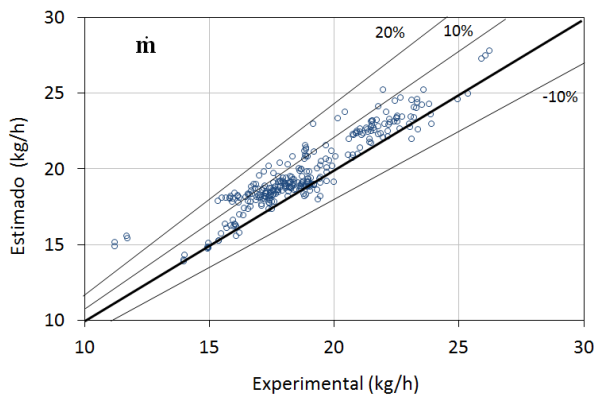


Figura 4.21 – Vazão mássica estimada vs. experimental

Tabela 4.6 – Parâmetros estatísticos da diferença entre os valores estimados e experimentais da vazão mássica para diversos ajustes de abertura da válvula micrométrica

	\dot{m} [%]
DM	7,4
BIAS	6,6
SD	9,0

A sensibilidade do submodelo na estimativa da vazão mássica em relação aos parâmetros de entrada é ilustrado na Figura 4.22. Para tanto, os dados experimentais de referência do comprimento do capilar (L), do diâmetro do capilar (D) e da pressão do fluido na entrada (P_{desc}) foram variados em $\pm 1\%$, $\pm 5\%$ e $\pm 10\%$ e a temperatura na entrada ($T_{dex.in}$) em $\pm 1^\circ\text{C}$, $\pm 5^\circ\text{C}$ e $\pm 10^\circ\text{C}$. Observa-se que as variações não são lineares, acompanhando a variação das propriedades do fluido. No caso mais representativo, uma redução de 10°C na temperatura de entrada do fluido promove um aumento de 10,9% na vazão mássica enquanto que um aumento de 10°C promove uma redução de 25%. O diâmetro, seguido da temperatura, são os parâmetros com maior efeito sobre a vazão mássica.



Figura 4.22 – Efeito (bias) da variação dos parâmetros de entrada sobre a estimativa de vazão mássica

4.1.3 Pressão de descarga

Conforme discutido anteriormente, a pressão de descarga depende do volume, da massa de refrigerante e da temperatura média do fluido da região de alta pressão do sistema (eq. 4.13). O volume específico médio do lado de alta v_{gc} foi calculado a partir do volume interno da região de alta V_{gc} , da carga de refrigerante do sistema e do coeficiente de distribuição de massa φ que indica a fração da carga total de refrigerante presente exclusivamente no lado de alta do sistema (eq. 4.14).

$$P_{desc} = f(T_{gc.in}, v_{gc}) \tag{4.13}$$

$$v_{gc} = \left(\frac{V_{gc}}{\varphi \cdot \text{carga}} \right) \tag{4.14}$$

O volume V_{gc} foi calculado através do somatório dos volumes dos componentes do lado de alta pressão. A Tabela 4.7 resume os volumes das regiões de alta e baixa pressão, onde se observa que o lado de alta corresponde por 52% do volume total do circuito, sendo os separadores de óleo os componentes mais representativos. No lado de baixa pressão, o compressor é o componente mais representativo.

A Figura 4.23 mostra o perfil de temperatura ao longo da região de alta pressão, indicando que a região dos separadores de óleo – que representa 85% do volume total da seção – está exposta a temperaturas da ordem de 100°C enquanto que a temperatura na saída *gas cooler* atinge valores da ordem de 30°C. Para efeito de modelação utilizou-se a temperatura na saída dos separadores de óleo (entrada do *gas cooler*) como a temperatura representativa para região.

Tabela 4.7 – Volume interno do circuito de refrigeração

	Volume [cm ³]	
volume total do circuito	1950,1	
volume lado de alta pressão	1008,0	52%
gas cooler	65,7	7%
separadores de óleo	852,6	85%
linhas de conexão de alta pressão	89,7	9%
volume lado de baixa pressão	942,1	48%
evaporador	60,6	6%
compressor*	830,0	88%
linhas de conexão de baixa pressão	51,5	5%

*segundo dados do fabricante, o volume livre da carcaça do compressor é de 920cm3. A carga de óleo lubrificante é de 150ml. Admitindo que 60ml estejam em circulação no sistema, chega-se a um volume interno livre de 830cm3.

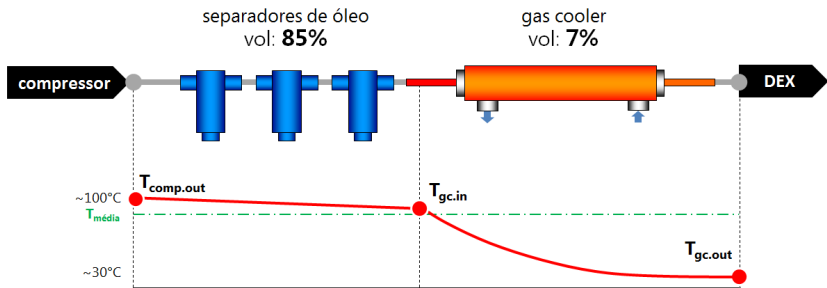


Figura 4.23 - Perfil de temperatura ao longo da região de alta pressão

Por sua vez, o coeficiente de distribuição de massa ϕ informa como a massa se distribui no sistema em função das condições de operação, o que permite o cálculo da pressão de descarga devido a este efeito também. Não existem trabalhos sobre distribuição de massa em sistemas transcíticos sendo que, por esta razão, este parâmetro foi estimado com base em estudos realizados com fluidos refrigerantes convencionais.

Björk e Palm (2006a) estudaram a distribuição de massa num refrigerador doméstico com R600a em regime de operação transiente periódico. A Figura 4.24 mostra que após a partida do compressor a massa contida no evaporador e no condensador passa respectivamente por pontos de mínimo e máximo. Após o ponto de inflexão a massa contida no condensador reduz com o passar do tempo enquanto que a massa contida no evaporador aumenta mais rapidamente (redução do superaquecimento). Ao final do período, cerca de 35% da massa de refrigerante está contida na região de alta pressão.

Em outro trabalho, Björk e Palm (2006b) estudaram a distribuição de massa no mesmo sistema, mas agora operando em regime permanente e com carga térmica variável (Figura 4.25). Eles mostraram que o aumento da carga térmica provoca uma redução da massa contida no evaporador devido ao aumento do superaquecimento. A massa que sai do evaporador é distribuída para as outras partes do sistema, principalmente para condensador e o compressor. Com uma carga térmica de 80W a fração de massa contida no lado de alta pressão é de cerca de 30%, aumentando para 36% quando a carga térmica passa para 140W.

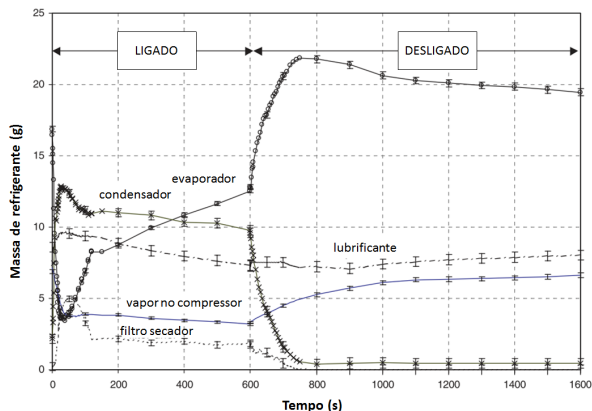


Figura 4.24 – Distribuição de massa no sistema doméstico com R600a (BJÖRK e PALM, 2006a)

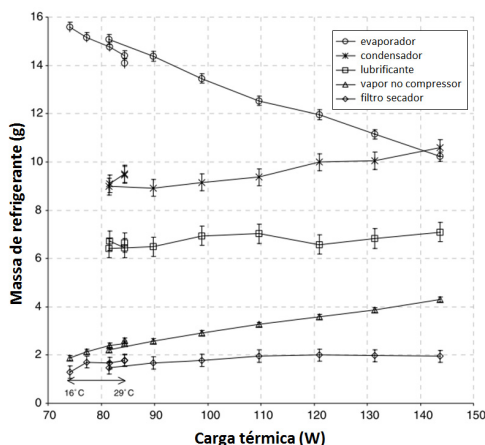


Figura 4.25 - Distribuição de massa vs. carga térmica para um sistema doméstico com R600a (BJÖRK e PALM, 2006b)

Por fim, Ding *et al.* (2009) analisaram a distribuição de massa de refrigerante em um condicionador de ar operando com R410A em função da vazão de ar no condensador (Figura 4.26). Eles observaram que a medida que a vazão de ar aumenta, a massa de refrigerante contida no condensador diminui, sendo redistribuída principalmente para as tubulações do circuito. É importante perceber que, diferentemente do que ocorre nos trabalhos de Björk e Palm (2006a) e Björk e Palm (2006b), a massa do evaporador não varia porque, neste caso, é aplicada uma válvula termostática que mantém o

superaquecimento constante. Com uma vazão de ar de aproximadamente $25\text{m}^3/\text{min}$ a fração de massa contida no lado de alta pressão é de 54%, reduzindo para 50% quando a vazão de ar é aumentada para aproximadamente $55\text{m}^3/\text{min}$.

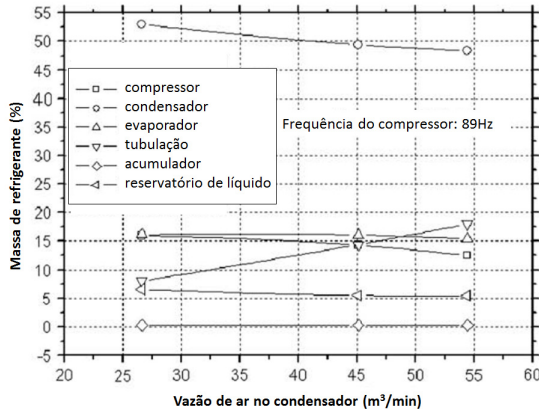


Figura 4.26 – Distribuição de carga vs. vazão de ar no condensador com R410A (DING *et al.*, 2009)

Estes trabalhos permitem concluir que a distribuição de massa no sistema é regulada tanto pela arquitetura do ciclo de refrigeração que define os volumes dos lados de alta e baixa pressão do sistema, como também pelas condições de operação através de seus efeitos sobre o superaquecimento e a densidade do fluido. Assim, sendo a geometria do ciclo conhecida, pode-se estimar o coeficiente de distribuição de massa ϕ a partir das condições de operação do sistema.

Para tanto, alimenta-se as equações 4.13 e 4.14 com os dados experimentais, ajustando-se o parâmetro ϕ para reproduzir o valor de pressão de descarga experimental. A faixa de variação dos parâmetros experimentais é indicada na Tabela 4.8 e a do coeficiente de distribuição de massa ϕ na Tabela 4.9.

Os elevados valores de ϕ indicam que a massa de refrigerante concentra-se no lado de alta pressão, apesar da distribuição de volume ser equilibrada (52/48% conforme Tabela 4.7). Isso se explica pela maior densidade do gás no estado supercrítico ($\rho \sim 500\text{ kg/m}^3$) em comparação com o vapor superaquecido predominante na região de baixa ($\rho \sim 50\text{ kg/m}^3$). Apesar do evaporador conter uma fração de líquido com uma alta densidade ($\rho \sim 1000\text{ kg/m}^3$), é o compressor preenchido com vapor superaquecido que domina o volume nesta região.

Tabela 4.8 – Faixa de variação dos parâmetros operacionais para a determinação de ϕ

	P_{suc} [bar]	P_{desc} [bar]	$T_{gc.C.in}$ [°C]	carga [g]
Mínimo	15,6	76,7	74,1	177,6
Máximo	32,0	108,8	112,8	265,4

Tabela 4.9 – Faixa de variação do coeficiente de distribuição de massa ϕ

	ϕ
Mínimo	0,68
Máximo	0,95

A Figura 4.27 mostra a variação do coeficiente ϕ em função da carga de refrigerante num sistema com expansão fixa (capilar). Percebe-se que a medida que refrigerante é adicionado ao sistema o coeficiente ϕ diminui, o que indica uma transferência de massa do lado de alta para o lado de baixa pressão. Isso deve-se principalmente à redução do superaquecimento no evaporador, que passa a ser preenchido com líquido à medida que a carga aumenta (Figura 4.28).

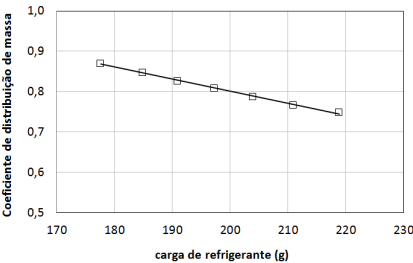


Figura 4.27 – Coeficiente de distribuição de massa vs. carga de refrigerante

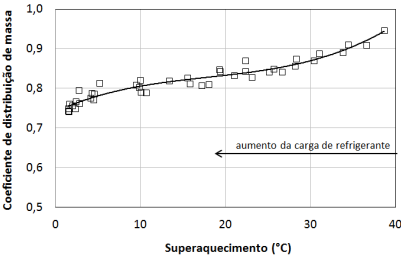


Figura 4.28 – Coeficiente de distribuição de massa vs. superaquecimento

Por outro lado, o coeficiente de distribuição de massa se mantém praticamente constante caso o superaquecimento seja mantido fixo durante o processo de adição de refrigerante (Figura 4.29). Verifica-se, portanto, que o superaquecimento é um fator determinante na distribuição de massa do sistema, o que corrobora os resultados experimentais de Ding *et al.* (2009), Björk e Palm (2006a) e Björk e Palm (2006b).

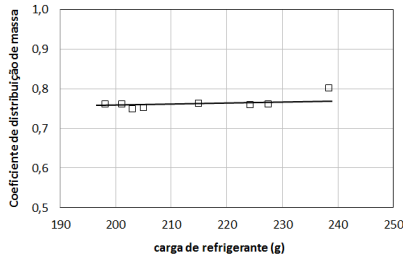


Figura 4.29 – Coeficiente de distribuição de massa vs. carga de refrigerante para superaquecimento constante e igual a 3,2°C

O coeficiente φ pode então ser correlacionado através da equação 4.15 com os seguintes parâmetros: pressão de sucção (P_{suc}), carga de refrigerante, diferença de pressão (DP) e temperatura do CO₂ na entrada do *gas cooler* ($T_{gc.C.in}$). O coeficiente de determinação da correlação foi de $R^2=0,98$. Tais parâmetros correlacionam as propriedades físicas do fluido ao longo do circuito (P_{suc} , DP, $T_{gc.C.in}$) e o superaquecimento no evaporador (carga). O fato da distribuição de carga estar associada à diferença de pressão torna a estimativa da pressão de descarga um processo iterativo.

$$\varphi = 1,123 + 9,613E^{-3} \cdot P_{suc} - 3,486 \cdot carga + 1,175E^{-2} \cdot DP - 6,086E^{-2} \cdot T_{gc.C.in} \quad 4.15$$

A determinação da pressão de descarga segue o fluxograma ilustrado na Figura 4.30.

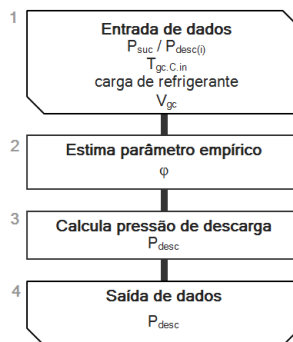


Figura 4.30 – Fluxograma para cálculo da pressão de descarga

A Figura 4.31 compara os valores experimentais com os estimados para a pressão de descarga. Em termos estatísticos (Tabela 4.10), 99,7% dos pontos

encontram-se numa faixa de dispersão de apenas $\pm 1,5\%$ em relação aos valores experimentais.

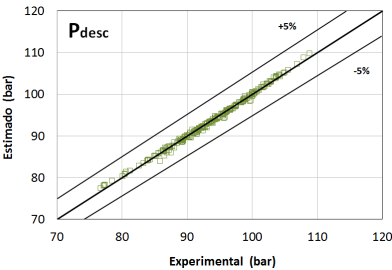


Figura 4.31 – Pressão de descarga estimada vs. experimental

Tabela 4.10 – Parâmetros estatísticos da diferença entre os valores estimados e experimentais da pressão de descarga

	P_{desc} [%]
DM	0,3
BIAS	0,0
SD	0,5

Por fim, a Figura 4.32 mostra o efeito dos parâmetros de entrada sobre as previsões do submodelo da pressão de descarga. Pode-se observar que um aumento de 10°C na temperatura de referência – $T_{gc,C.in}$ – provoca um aumento de aproximadamente 5% na pressão de descarga. Por outro lado, um aumento de 10% no volume do lado de alta pressão provoca uma queda de 7% na pressão de descarga.

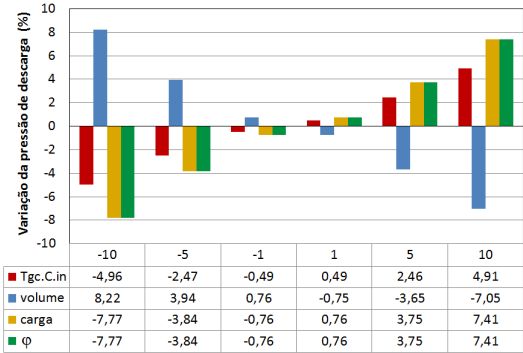


Figura 4.32 – Efeito (bias) da variação dos parâmetros de entrada do modelo sobre a pressão de descarga

4.1.4 Trocadores de calor principais (evaporador e *gas cooler*)

O evaporador e o *gas cooler* são trocadores de calor de tubos concêntricos em contracorrente. Eles foram discretizados em vários volumes de controle para permitir tanto a atualização das propriedades termofísicas do refrigerante como para respeitar a transição entre as regiões superaquecida, subresfriada e saturada.

Inicialmente calculam-se a taxa de transferência de calor e a perda de carga no volume de controle inicial $VC=0$ (Figura 4.33). Para tanto, são fornecidos ao submodelo a pressão, a entalpia e a vazão mássica do CO_2 além da vazão mássica do fluido secundário. A temperatura do fluido secundário na saída do trocador de calor ($T_{H2O.out.EST}$) precisa ser estimada uma vez que esta somente é conhecida na entrada do último volume de controle no final do trocador de calor ($VC=n$).

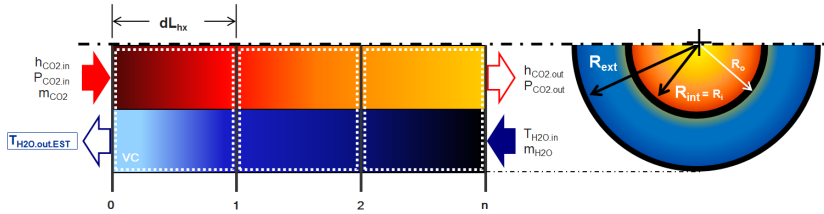


Figura 4.33 - Trocador de calor em fluxo contracorrente

O processo prossegue utilizando as condições de saída de um volume de controle como condição de entrada para o volume de controle seguinte. Ao final, compara-se a temperatura de entrada calculada do fluido secundário com o valor conhecido ($T_{H2O.in}$). Em caso de divergência, o processo reinicia com uma nova estimativa para a temperatura do fluido secundário na saída do primeiro volume de controle.

A taxa de transferência de calor em cada volume de controle foi estimada através do método ε -NUT (INCROPERA *et al.*, 2008). Primeiramente, calcula-se as taxas de capacidade térmica dos fluxos de refrigerante \dot{C}_{CO_2} e fluido secundário \dot{C}_{H_2O} (eq. 4.16) para compor o coeficiente \dot{C}_r (eq. 4.18). A seguir, estima-se os coeficientes de transferência de calor por convecção para o CO_2 (α_{CO_2}) e para o fluido secundário (α_{H_2O}) a partir de correlações extraídas da literatura. O coeficiente global de transferência de calor UA_{hx} (eq. 4.19) é então calculado a partir das resistências térmicas dos processos de convecção e condução, o que permite o cálculo do número de unidades de transferência (NUT) (eq. 4.20) e da efetividade de troca de calor (eq. 4.21). A taxa de transferência de calor é calculada pela eq. 4.22; a entalpia do CO_2 e a

temperatura do fluido secundário são corrigidas pelos balanços 4.23 e 4.24, respectivamente. A pressão dos fluidos na saída do volume de controle é corrigida segundo a eq. 4.25, onde ΔP representa a perda de carga no escoamento calculada através de correlações extraídas da literatura.

$$\dot{C}_{CO2} = \dot{m}_{CO2} \cdot Cp_{CO2} \quad ; \quad \dot{C}_{H2O} = \dot{m}_{H2O} \cdot Cp_{H2O} \quad 4.16$$

$$\dot{C}_{min} = MIN(\dot{C}_{CO2}; \dot{C}_{H2O}) \quad 4.17$$

$$\dot{C}_r = \frac{MIN(\dot{C}_{CO2}; \dot{C}_{H2O})}{MAX(\dot{C}_{CO2}; \dot{C}_{H2O})} \quad 4.18$$

$$UA_{hx} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{CO2} Ai} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi K dL} + \frac{1}{\alpha_{H2O} Ao}} \quad 4.19$$

$$NUT = \frac{UA_{HX}}{C_{min}} \quad 4.20$$

$$\varepsilon_{HX} = \frac{1 - e^{-NUT(1+C_r)}}{1 + C_r \cdot e^{-NUT(1+C_r)}} \quad 4.21$$

$$\dot{Q} = \varepsilon_{HX} \cdot C_{min} \cdot (T_{CO2} - T_{H2O}) \quad 4.22$$

$$h_{CO2}^{(n+1)} = h_{CO2}^{(n)} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{CO2}} \quad 4.23$$

$$T_{H2O}^{(n+1)} = T_{H2O}^{(n)} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{H2O} \cdot Cp_{H2O}} \quad 4.24$$

$$P^{(n+1)} = P^{(n)} - \Delta P \quad 4.25$$

No evaporador o submodelo matemático considera uma transição entre as regiões bifásica e superaquecida (Figura 4.34), utilizando correlações de transferência de calor e perda de carga específicas.

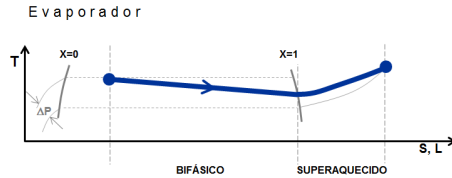


Figura 4.34 – Representação esquemática das regiões do evaporador

No *gas cooler* não existe transição de fase e portanto o fluido é tratado como monofásico e no estado supercrítico (Figura 4.35).

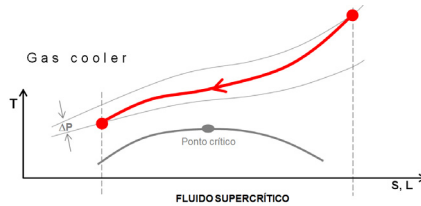


Figura 4.35 – Representação esquemática do *gas cooler*

A Figura 4.36 mostra o fluxograma do processo de cálculo utilizado nos trocadores de calor.

As previsões do submodelo de trocadores de calor são afetadas pelas correlações que definem os coeficientes de transferência de calor e perda de carga do CO_2 e também pelo número de volumes de controle adotados.

Diversas correlações para estimar os coeficientes de transferência de calor e perda de carga em trabalhos com CO_2 foram relacionadas e comparadas com os dados experimentais obtidos neste trabalho (APÊNDICE F). As correlações selecionadas para cada condição do fluido refrigerante no evaporador e no *gas cooler* são resumidas, respectivamente, nas Tabelas 4.11 e 4.12. Para os fluidos secundários, os coeficientes de transferência de calor e a perda de carga são estimados respectivamente pelas correlações de Dittus-Boelter e Darcy-Weisbach.

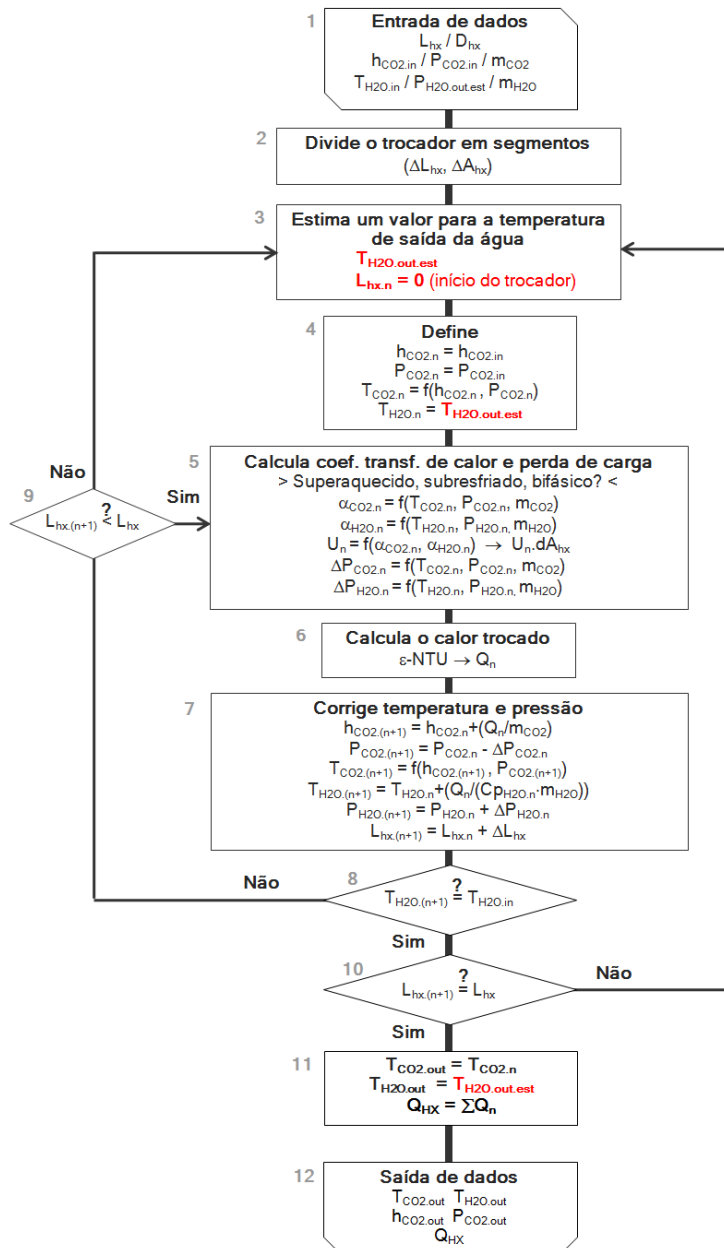


Figura 4.36 - Fluxograma do processo de cálculo dos trocadores de calor

Por sua vez, um maior número de volumes de controle aumenta a precisão do submodelo à custa do aumento do tempo de processamento. A Figura 4.37 mostra, por exemplo, que o tempo de processamento do cálculo do *gas cooler* num teste de referência aumenta de 3,3s para 24,9s quando o número de volumes de controle utilizados para a simulação aumenta de 10 para 80. Por outro lado, a Figura 4.38 mostra que tal incremento no número de volumes de controle provoca uma convergência dos resultados, repercutindo numa variação de 0,6°C na temperatura de saída do CO₂ e de 25W na taxa de transferência de calor. Observa-se ainda que as diferenças nos resultados não se alteram significativamente a partir de 50 subdivisões.

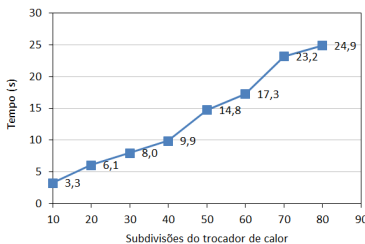


Figura 4.37 - Tempo de processamento vs. número de volumes de controle

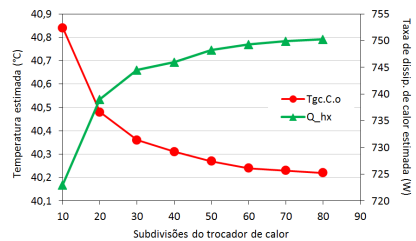


Figura 4.38 – Temperatura e taxa de transferência de calor vs. número de volumes de controle

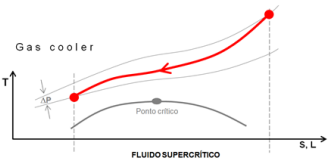
A Figura 4.39 mostra as previsões do submodelo para a temperatura do CO₂ e do fluido secundário (água + etileno-glicol) ao longo do evaporador. O ponto de inflexão, por volta de 1,7m, corresponde a transição entre a região bifásica e superaquecida quando então a temperatura do refrigerante começa a aumentar. Por sua vez, a Figura 4.40 mostra a evolução das pressões do CO₂ e do fluido secundário ao longo do evaporador. Identifica-se aqui também o ponto de inflexão que representa a transição de fase do CO₂.

A Figura 4.41 compara as previsões do submodelo para a taxa de transferência de calor no evaporador com resultados experimentais. Em termos estatísticos (Tabela 4.13), o submodelo apresenta um desvio médio de 4,4% e uma tendência em subestimar os resultados experimentais em 1,4%. O desvio padrão de 5,7% informa que 95% dos pontos encontram-se numa faixa de dispersão de $\pm 11,4\%$ e 99,7%, na faixa de $\pm 17,1\%$. Os pontos divergentes evidenciados na Figura 4.41 são relativos a testes experimentais com evaporador inundado, quando a frente de líquido avança além da saída do evaporador. Isto dificulta a correta determinação do estado do fluido na saída do evaporador, comprometendo o cálculo da taxa de transferência de calor.

Tabela 4.11 – Resumo das correlações para a transferência de calor e perda de carga no evaporador

Evaporador		
	BIFÁSICO	SUPERAQUECIDO
	SUN e GROLL (2002)	GINIELINSKI (1976)
	$\alpha_{pré} = F\alpha_l + S\alpha_{nb}$ $\alpha_l = \frac{k_l}{D} \cdot 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4}$ $\alpha_{nb} = 0,00122 \left(\frac{k_l^{0,79} C_{Pl}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} \rho_v^{0,24} \mu_{lv}^{0,24}} \right) \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta P_{sat}^{0,75}$ $\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat}$ $\Delta P_{sat} = P_{sat}(T_w) - P_{sat}(T_{sat})$ $\begin{cases} F = 1 & se \quad \frac{1}{X_{tt}} \leq 0,1 \\ F = 2,35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0,213 \right)^{0,736} & se \quad \frac{1}{X_g} > 0,1 \end{cases}$ $S = (1 + 2,53E - 6 Re_{qp}^{1,17})^{-1}$ $\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1}$ $\alpha_{dryout} = \alpha_{pré}(x_{di}) - \frac{x - x_{di}}{x_{de} - x_{di}} \left[\alpha_{pré}(x_{di}) - \alpha_{pós}(x) \right]$ $\alpha_{pós} = 0,023 \frac{k_v}{d} \left[\frac{\dot{m} D}{\mu_v} \left(x + \frac{\rho_v}{\rho_l} (1-x) \right) \right]^{0,8} \left(\frac{C_{Pl} \mu_v}{k_v} \right)^{0,4}$	$\alpha = \left(\frac{k_v}{D} \right) \cdot \left(\frac{f/8}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{f/8}} \right) \cdot (Re_v - 1000) \cdot Pr_v$ $f = (0,79 \cdot \ln(Re_v) - 1,64)^{-2}$
	WATTELET-CARLO (BOEWE <i>et al.</i> , 2001)	DARCY-WEISBACH
	$\Delta P_{total} = \Delta P_{estat} + \Delta P_{mom} + \Delta P_{frc}$ $\Delta P_{estat} = \rho_H g H \cdot sen \theta$ $\Delta P_{mom} = \dot{G}_{total}^2 \cdot \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_g \varepsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_g \varepsilon} \right]_{in} \right\}$ $\varepsilon = \frac{x}{\rho_g} \left[(1 + 0,12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x) [g \sigma (\rho_l - \rho_g)]^{0,25}}{\dot{G}_{total} \rho_l^{0,5}} \right]$ $\Delta P_{frc} = \left(\frac{4 \cdot L \cdot f \cdot (1-x)^2 \cdot G^2 \cdot \phi_L^2}{D \cdot 2 \cdot \rho_L} \right)$ $f = 0,0791 \cdot Re_L^{-0,25}$ $\phi_L = \left(1,376 + \left(\frac{7,242}{X_{tt}^{1,635}} \right) \right)^{0,5}$ $\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,1}$	$\Delta P_{frc} = f \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot \frac{\rho_v V_{el}^2}{2}$ $f = (0,79 \cdot \ln(Re_v) - 1,64)^{-2}$

Tabela 4.12 – Resumo das correlações para transferência e calor e perda de carga para o gas cooler

Gas cooler

<i>FLUIDO SUPERCRÍTICO</i>
GINIELINSKI (1976)
$\alpha = \left(\frac{k}{D}\right) \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f}{8}} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$
$f = (0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2}$
DARCY-WEISBACH
$\Delta P_{pvc} = f \cdot \left(\frac{L}{D}\right) \cdot \frac{\rho V_{el}^2}{2}$
$f = (0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64)^{-2}$

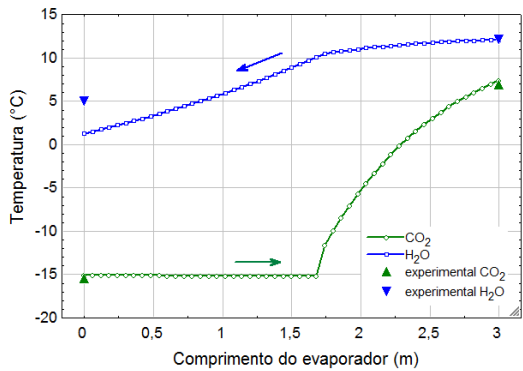


Figura 4.39 – Perfil de temperatura ao longo do evaporador

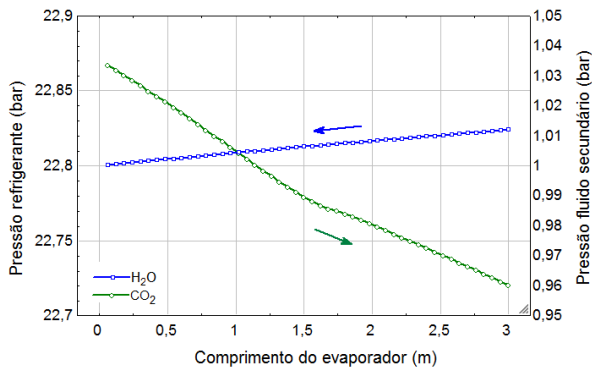


Figura 4.40 – Perfil de pressão ao longo do evaporador

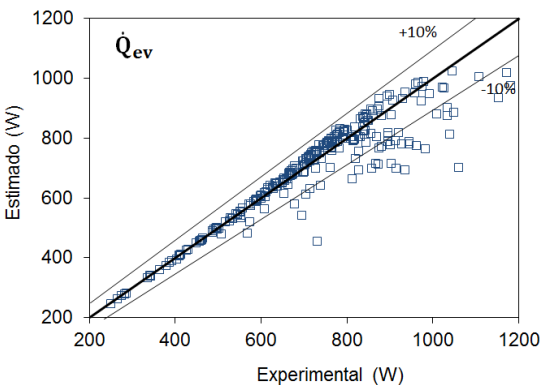


Figura 4.41 – Padrão dos resultados estimados para a taxa de transferência de calor no evaporador

Tabela 4.13 – Parâmetros estatísticos da diferença entre os valores estimados e experimentais da taxa de transferência de calor e temperatura no evaporador

	\dot{Q}_{ev} [%]	$T_{ev.C.out}$ [°C]
DM	4,4	-
BIAS	-1,4	-
SD	5,7	2,8
MA	-	3,1

As previsões do submodelo para os perfis de temperatura do CO_2 e da água ao longo do *gas cooler* são mostradas na Figura 4.42. Observa-se que o submodelo é capaz de captar a tendência experimental, com uma boa concordância com os 4 pontos experimentais disponíveis. Já a Figura 4.43 mostra as previsões do submodelo para a variação das pressões do CO_2 e do fluido secundário ao longo do *gas cooler*.

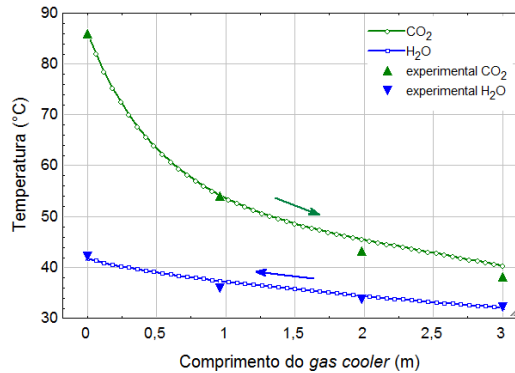


Figura 4.42 - Perfil de temperatura estimado pelo submodelo e calor específico ao longo do *gas cooler* em fluxo contracorrente

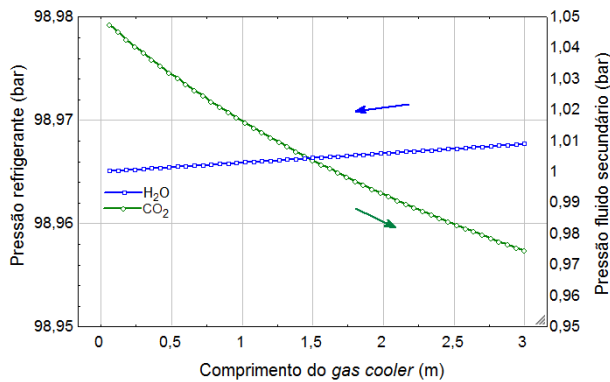


Figura 4.43 - Perda de carga estimada ao longo do *gas cooler* em fluxo contracorrente

A Figura 4.44 mostra as previsões do submodelo para a taxa de transferência de calor de calor no *gas cooler*. Em termos estatísticos (Tabela 4.6), o submodelo apresenta um desvio médio de 2,5% com 95% dos pontos numa faixa de dispersão de $\pm 4,4\%$ e 99,7%, numa faixa de apenas $\pm 6,6\%$. Os

resultados da temperatura estimada na saída do *gas cooler* são também bastante expressivos com um desvio médio de apenas 0,4°C e o desvio padrão de 0,3°C. Deve-se mencionar que as previsões do submodelo para o *gas cooler* são consideravelmente melhores do que as do evaporador devido a maior simplicidade do escoamento e das equações que o descrevem.

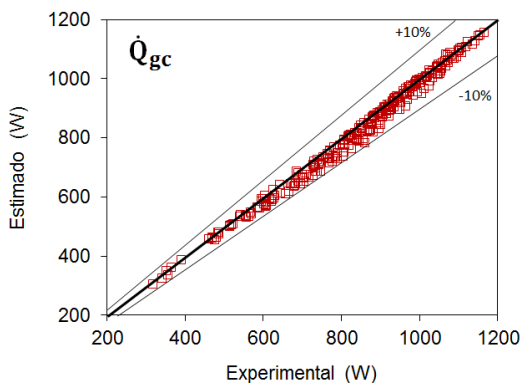


Figura 4.44 – Taxa de transferência de calor no *gas cooler* estimada vs. experimental

Tabela 4.14 – Parâmetros estatísticos da diferença entre os valores estimados e experimentais da taxa de transferência e calor e temperatura no *gas cooler*

	\dot{Q}_{gc} [%]	$T_{gc.C.out}$ [°C]
DM	2,5	-
BIAS	-2,4	-
SD	2,2	0,3
MA	-	0,4

4.1.5 Trocador de calor interno

O submodelo do trocador de calor interno (iHX) calcula a temperatura do CO₂ na entrada do dispositivo de expansão ($T_{dex.in}$) e a temperatura do vapor na sucção do compressor ($T_{comp.in}$). A Figura 4.45 mostra o efeito do trocador de calor interno sobre o ciclo transcrito, onde este promove o abaixamento e a elevação da temperatura do CO₂, respectivamente na saída do *gas cooler* e na saída do evaporador.

Devido à fortes variações das propriedades termofísicas do CO_2 ao longo do trocador de calor interno, optou-se por expressar a efetividade desse componente através da entalpia, conforme indicado na eq. 4.26. A taxa de transferência de calor (\dot{Q}_{iHX}) foi então calculada com base na diferença de entalpia entre o fluido transcrito na entrada e na saída do iHX, enquanto a taxa máxima de transferência de calor (\dot{Q}_{max}) foi determinada na condição de máxima diferença de entalpia entre os fluxos, ou seja, no caso em que a temperatura de saída do vapor no lado de baixa pressão iguala-se à temperatura de entrada do fluido supercrítico no lado de alta pressão, conforme ilustrado na Figura 4.46.

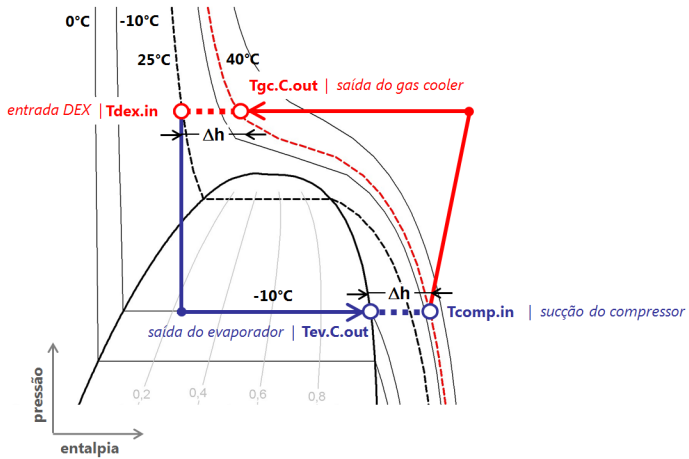


Figura 4.45 – Aplicação do iHX no diagrama P-h

$$\varepsilon_{iHX} = \frac{\dot{Q}_{iHX}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{h_{gc.C.out} - h_{dex.in}}{h(P_{suc}, T_{gc.C.out}) - h_{ev.C.out}} \quad 4.26$$

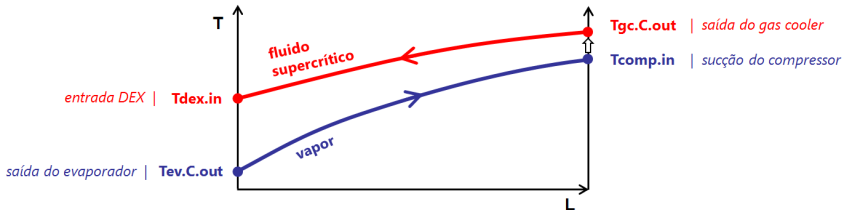


Figura 4.46 – Perfis de temperatura no iHX

Uma vez conhecida a efetividade do iHX (ε_{iHX}) pode-se então estimar a entalpia na entrada do dispositivo de expansão ($h_{dex.in}$). A entalpia na sucção do compressor ($h_{comp.in}$) é determinada pelo seguinte balanço de energia:

$$h_{comp.in} = h_{ev.C.out} + (h_{gc.C.out} - h_{dex.in}) \quad 4.27$$

É importante notar que a efetividade do trocador de calor interno varia com a condição de operação do sistema. Torrella *et al.* (2011) estudaram os efeitos da temperatura de evaporação e da pressão de descarga sobre a efetividade do trocador de calor interno e concluíram que esta aumenta à medida que diminuem a pressão de descarga e a temperatura de evaporação. O valor máximo é atingido quando a pressão de descarga se aproxima da condição pseudocrítica – quando o valor específico é máximo.

A efetividade do trocador de calor interno afeta profundamente o desempenho do sistema já que esta afeta a temperatura na entrada do dispositivo de expansão que, por sua vez, afeta a vazão mássica.

Neste trabalho utilizou-se um trocador de calor interno de microcanal de alumínio, que foi submetido às variações de pressão de sucção, pressão de descarga e de vazão mássica indicadas na Tabela 4.15.

Tabela 4.15 – Faixa de variação de alguns parâmetros operacionais que definem a efetividade do iHX

	P_{suc} [bar]	P_{desc} [bar]	\dot{m} [kg/h]
Mínimo	15,6	74,3	8,1
Máximo	32,0	108,9	23,6

A efetividade do trocador de calor interno, ε_{iHX} , foi calculada a partir dos dados experimentais e com base na equação 4.26, obtendo-se valores máximos e mínimos descritos na Tabela 4.16.

Tabela 4.16 – Faixa de variação da efetividades calculada a partir dos dados experimentais

	ε_{iHX} [%]
Mínimo	81
Máximo	97

A Figura 4.47 mostra o comportamento da efetividade em função da pressão de descarga e da temperatura do fluido supercrítico na saída do *gas cooler*. Percebe-se que a efetividade aumenta com a redução da pressão e com o aumento da temperatura devido ao aumento do calor específico. À medida que a pressão diminui, o fluido aproxima-se da condição pseudocrítica (indicada no gráfico como $P(T_{ps})$) que caracteriza o estado onde o C_p é máximo. Este comportamento é equivalente ao indicado por Torrella *et al.* (2011).

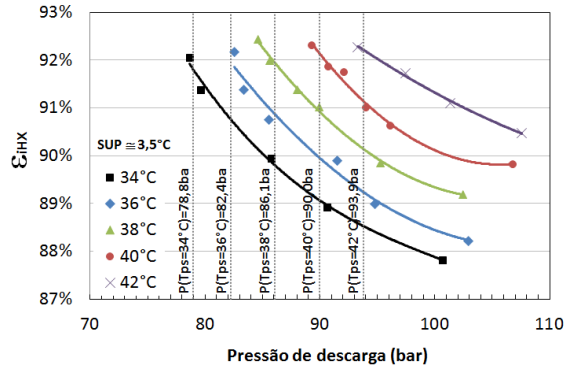


Figura 4.47 – Efetividade do iHX vs. pressão de descarga e temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler*

A efetividade do iHX foi então correlacionada com as pressões de sucção e descarga e com a vazão mássica, parâmetros que influenciam as propriedades físicas do fluido e o mecanismo de transferência de calor no trocador. A equação 4.28 foi então obtida pelo método de mínimos quadrados, possuindo um coeficiente de determinação $R^2=0,90$.

$$\varepsilon_{iHX} = 1,1051 + 0,0127 \cdot P_{suc} - 0,0019 \cdot P_{desc} - 0,0193 \cdot \dot{m} \quad 4.28$$

O fluxograma da Figura 4.48 resume o procedimento de cálculo do submodelo do trocador de calor interno.

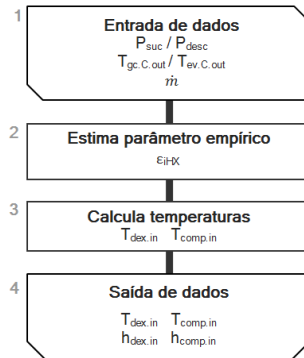


Figura 4.48 – Fluxograma do submodelo matemático do iHX

As Figuras 4.49 e 4.50 comparam as previsões do submodelo do trocador de calor interno respectivamente com os valores experimentais de temperatura na entrada do dispositivo de expansão e na entrada do compressor. Nota-se uma significativa dispersão dos resultados especialmente em condições de menores temperaturas.

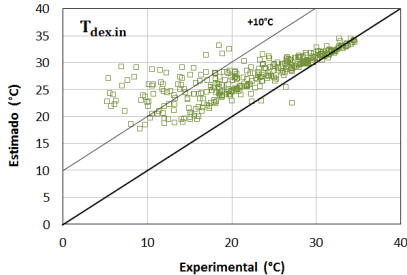


Figura 4.49 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão estimada vs. experimental

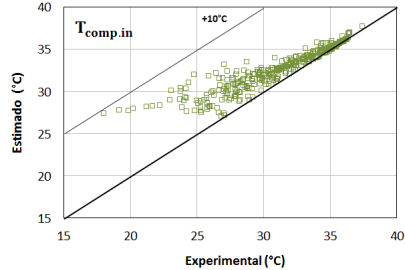


Figura 4.50 – Temperatura na entrada do compressor estimada vs. experimental

A Tabela 4.17 mostra que o submodelo prevê a temperatura na entrada do dispositivo de expansão com um desvio médio de $5,3^{\circ}\text{C}$ e uma dispersão de $\pm 9,4^{\circ}\text{C}$ para 95% dos pontos considerados enquanto que a temperatura na entrada do compressor é estimada com um desvio médio de $1,6^{\circ}\text{C}$ e uma dispersão de apenas $\pm 3,4^{\circ}\text{C}$ para 95% dos pontos.

Tabela 4.17 – Dados estatísticos para o submodelo do trocador de calor interno

	$T_{\text{exp.in}}$ (°C)	$T_{\text{comp.in}}$ (°C)
MA	5,3	1,6
BIAS	5,2	1,6
SD	4,7	1,7

A diferença apresentada deve-se ao grau de superaquecimento na saída do evaporador que, quando pequeno, dificulta a determinação exata do estado do fluido na entrada do trocador de calor interno. Neste caso, apesar das medições indicarem o estado de vapor superaquecido, algumas gotículas de líquido atingem o trocador de calor interno, intensificando a troca de calor neste componente. Este efeito pode ser comprovado através da Figura 4.51, onde se observa que a diferença entre os valores experimentais e estimados de efetividade cresce com a diminuição do superaquecimento. Acima de 10°C tal diferença é da ordem de $\pm 1\%$.

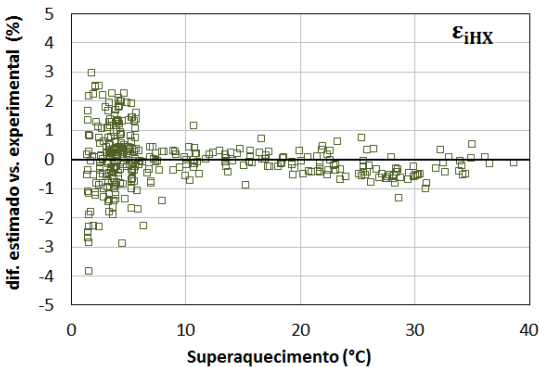


Figura 4.51 – Diferença dos valores estimados e experimentais da efetividade vs. superaquecimento

A Figura 4.52 ilustra o efeito da efetividade sobre as previsões da temperatura na entrada do dispositivo de expansão e do compressor. Percebe-se que um aumento de 10% na efetividade provoca uma diminuição de 1°C na entrada do dispositivo de expansão ($T_{\text{dex.in}}$) e um aumento de 3,5°C na entrada do compressor ($T_{\text{comp.in}}$). A temperatura na entrada do compressor sofre uma maior variação devido ao menor calor específico do vapor superaquecido em relação ao fluido supercrítico na entrada do dispositivo de expansão.

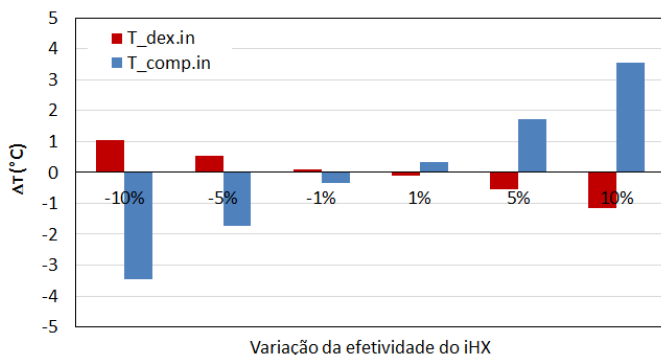


Figura 4.52 – Efeito da variação da efetividade do iHX sobre as temperaturas na entrada do compressor e na entrada do dispositivo de expansão

4.1.6 Linha de descarga

A linha de descarga interliga o compressor, os separadores de óleo e o *gas cooler* (Figura 4.53). Apesar de isolada, essa linha troca calor com o ambiente externo devido à elevada temperatura e extensa área de troca. Este fato pode ser comprovado através dos resultados experimentais que revelam uma queda de temperatura de até 20°C entre a saída do compressor e a entrada do *gas cooler* (Figura 4.54).

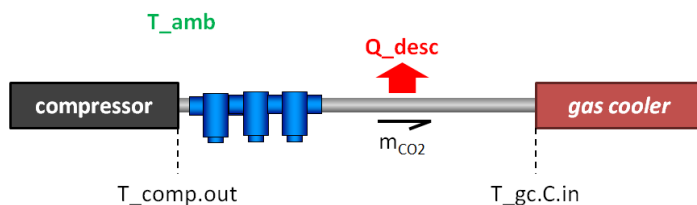


Figura 4.53 Representação esquemática da linha de descarga

A taxa de transferência de calor na linha de descarga foi estimada a partir de um coeficiente global de transferência de calor e da diferença entre a temperatura na descarga do compressor e a temperatura ambiente (eq. 4.29). Um balanço de energia nessa linha permite ainda a determinação da entalpia do fluido na entrada do *gas cooler* (eq. 4.30).

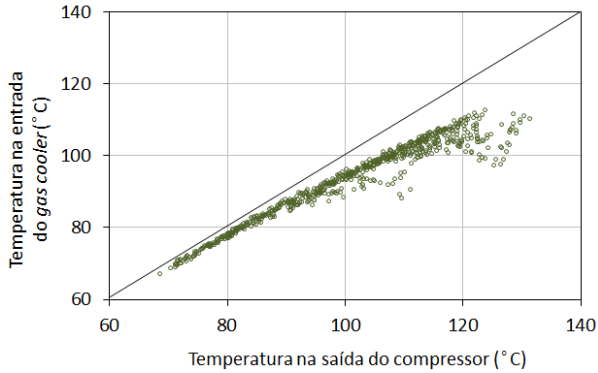


Figura 4.54 – Temperatura na entrada do *gas cooler* vs. temperatura na saída do compressor

$$\dot{Q}_{desc} = UA_{desc} (T_{comp.out} - T_{amb}) \quad 4.29$$

$$h_{gc.C.in} = h_{comp.out} + \frac{\dot{Q}_{desc}}{\dot{m}_{CO_2}} \quad 4.30$$

O coeficiente global de transferência de calor da linha de descarga, UA_{desc} , foi calculado a partir dos resultados experimentais e dos balanços de energia anteriores. A taxa de transferência de calor é plotada na Figura 4.55 que mostra, conforme esperado, um aumento com a diferença de temperatura. Já o coeficiente global de transferência de calor é plotado na Figura 4.56 que indica também um aumento com a temperatura do fluido na entrada. Tal variação do UA_{desc} sugere que a variação das propriedades do fluido supercrítico interferem na transferência de calor da linha. Numa análise mais ampla considerando outros parâmetros, observou-se que a variação do UA_{desc} apresenta uma alta correlação também com a vazão mássica de CO_2 .

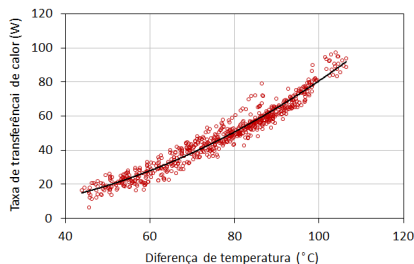


Figura 4.55 – Taxa de transferência de calor na linha de descarga vs. diferença de temperatura

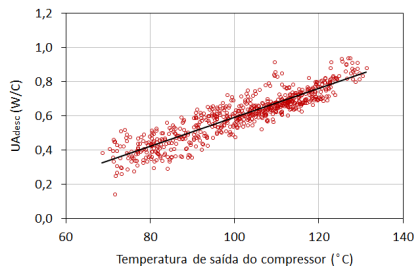


Figura 4.56 – Coeficiente global de transferência de calor da linha de descarga vs. temperatura na saída do compressor

O coeficiente global de transferência de calor foi então correlacionado com alguns parâmetros do sistema, obtendo-se a equação a seguir, com um coeficiente de determinação de $R^2=0,93$.

$$UA_{desc} = 0,6483 + 0,0036 \cdot T_{comp.out} - 0,0226 \cdot \dot{m} \quad 4.31$$

A Figura 4.57 compara os valores estimados da temperatura na entrada do *gas cooler* com os respectivos valores experimentais. O desvio médio foi de apenas $0,27^\circ\text{C}$, com 99,7% dos pontos dentro de uma faixa de dispersão de apenas $\pm 0,78^\circ\text{C}$ (Tabela 4.18).

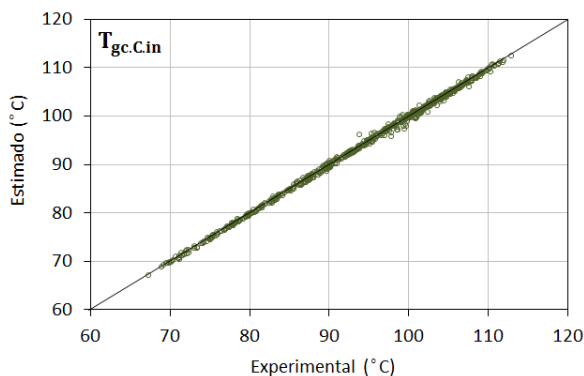


Figura 4.57 – Temperatura na entrada do *gas cooler* estimada vs. experimental

Tabela 4.18 – Parâmetros estatísticos da diferença entre os valores estimados e experimentais da temperatura na entrada do *gas cooler*

	Tgc.C.in (°C)
MA	0,27
SD	0,26

4.2 MODELAGEM DO APARATO EXPERIMENTAL

Os diversos submodelos foram agrupados num algoritmo que visa modelar simplificadaamente o aparato experimental. A convergência do modelo é controlada por um laço externo de interação, dentro do qual existem submodelos que definem os componentes do sistema, cada qual com o seu laço interno de interação e critérios locais de convergência.

A Figura 4.58 mostra um fluxograma que caracteriza o submodelo matemático do ciclo padrão de refrigeração destacando o intercâmbio de informação entre os submodelos P_{desc} (pressão de descarga), DEX (dispositivo de expansão), COMP (compressor), GC (*gas cooler*), EV (evaporador) e iHX (trocador de calor interno).

Os dados de entrada são as geometrias dos trocadores de calor, do dispositivo de expansão e do compressor; a carga de refrigerante; o volume interno do sistema; a temperatura ambiente e as temperaturas e vazões volumétricas dos fluidos secundários nos trocadores de calor. O submodelo é capaz de prever diversos parâmetros entre eles as taxas de transferência de calor no evaporador e no *gas cooler*, o superaquecimento na saída do evaporador, a pressão de descarga, a potência de compressão e o COP.

A lógica de solução pode ser resumida da seguinte maneira:

- (1º) a pressão de descarga é calculada a partir da temperatura , da distribuição de massa de refrigerante no sistema e do volume interno dos componentes;
- (2º) a vazão mássica de refrigerante é estimada pelo submodelo do dispositivo de expansão a partir da temperatura e da pressão na entrada;
- (3º) a pressão de sucção é estimada no submodelo do compressor. Admite-se que a pressão de sucção é aquela que estabelece uma eficiência volumétrica compatível com a vazão mássica estimada pelo dispositivo de expansão;

- (4º) os submodelos do *gas cooler* e do evaporador estimam a taxa de transferência de calor, temperatura e perda de carga do CO₂ e do fluido secundário nos trocadores de calor;
- (5º) o submodelo do trocador de calor interno, quando aplicável, estima a temperatura nas entradas do compressor e do dispositivo de expansão.

O algoritmo de solução usa o método de substituições sucessivas, no qual os diversos parâmetros são sucessivamente corrigidos até que o critério de convergência seja atingido. Como critério de convergência, utilizou-se uma diferença mínima entre passos iterativos para a potência de compressão e para a temperatura do CO₂ na entrada do dispositivo de expansão e na sucção do compressor. A Figura 4.59 exemplifica a evolução dos resultados da pressão de descarga e da temperatura na entrada do dispositivo de expansão em função do número de passos iterativos do algoritmo. Percebe-se que, a partir de 20 passos, as variações relativas tornam-se insignificantes, indicando que o processo tende para a convergência.

As seguintes hipóteses simplificativas foram adotadas no desenvolvimento do modelo:

- todos os componentes operam em regime permanente;
- a variação de energia potencial entre os componentes é desprezada;
- à exceção dos trocadores de calor, a perda de carga na tubulação é desprezada;
- à exceção do compressor e da linha de descarga, a troca de calor entre componentes e ambiente é desprezada;

Os resultados do modelo matemático foram comparados com os resultados experimentais como forma de avaliar sua resposta.

A Figura 4.60 mostra o diagrama P-h do ciclo padrão de refrigeração baseado nos dados experimentais de um ensaio de referência e o respectivo ciclo baseado nas estimativas do modelo. Percebe-se que o modelo capta satisfatoriamente a ação dos quatro componentes do sistema, prevendo corretamente os dois parâmetros críticos da modelagem: o superaquecimento na saída do evaporador (ponto 7) e o estado do fluido na descarga do compressor (ponto 2). A Figura 4.61 mostra que o modelo consegue prever satisfatoriamente as temperaturas ao longo do circuito enquanto que a Figura 4.62 indica certa disparidade na estimativa da perda de carga nos trocadores de calor.

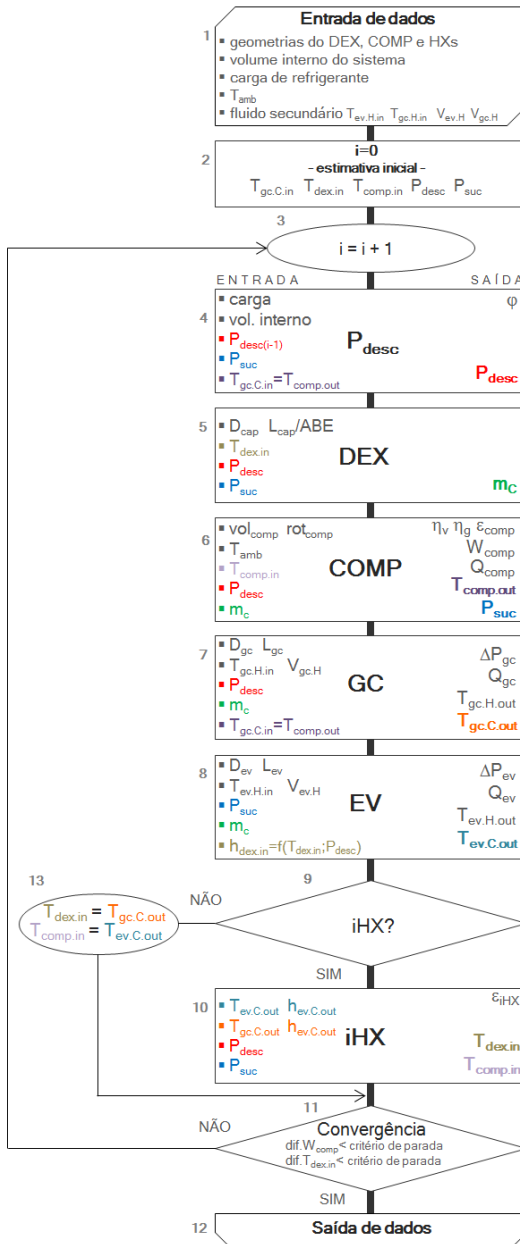


Figura 4.58 – Fluxograma do modelo matemático

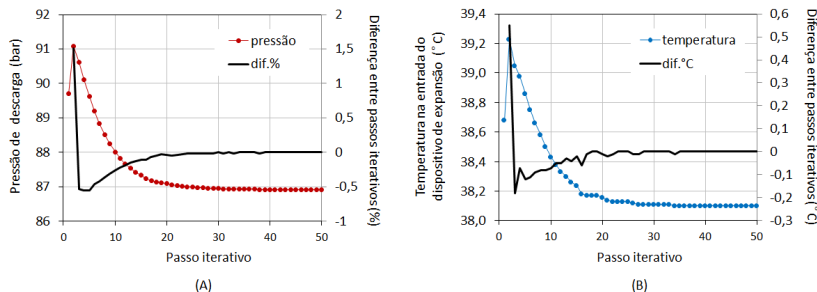


Figura 4.59 – Resultados absolutos e relativos para a (A) pressão de descarga e (B) temperatura na entrada do dispositivo de expansão em função do número de passos iterativos

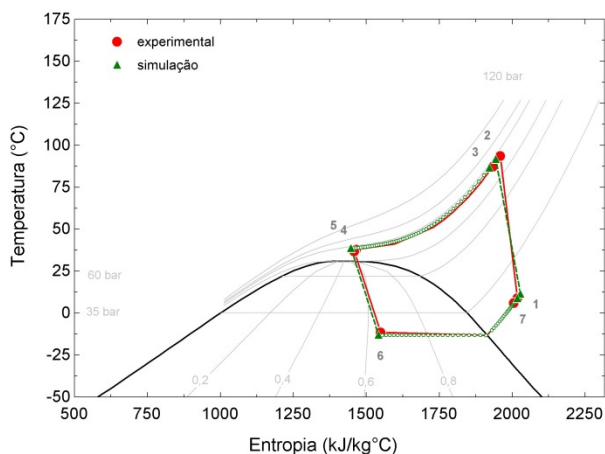


Figura 4.60 – Ciclo padrão de refrigeração estimado e experimental

Deve-se mencionar que as comparações foram realizadas com base nos seguintes dados de entrada: as geometrias dos trocadores de calor e do compressor; temperatura e vazão da água no *gas cooler* (32°C e 0,064m³/h) e do *brine* no evaporador (12°C e 0,063m³/h); a temperatura ambiente (24,5°C); a carga de refrigerante (196,3g) e a abertura do dispositivo de expansão de expansão (ABE=4 voltas).

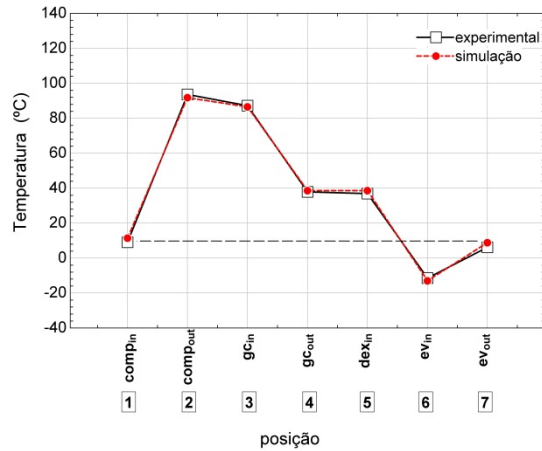


Figura 4.61 – Perfil de temperatura estimado e experimental ao longo do ciclo padrão

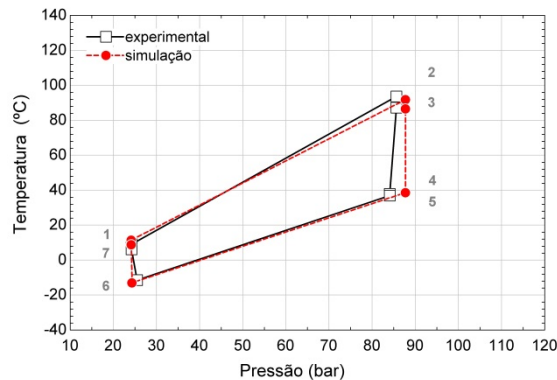


Figura 4.62 – Temperatura e pressão nos pontos de referência do ciclo padrão

Para efeito de comparação, a Figura 4.63 ilustra os diagramas P-h experimental e estimado para o ciclo com trocador de calor interno. Percebe-se, mais uma vez, que o modelo consegue reproduzir satisfatoriamente o comportamento do sistema numa condição de referência.

A influência do trocador de calor interno é ilustrada na Figura 4.64 através do degrau existente entre a temperatura na saída do evaporador e a entrada do compressor. Já a Figura 4.65 indica uma leve divergência entre os valores experimental e estimado da pressão de descarga e, em menor grau, da pressão de sucção do sistema.

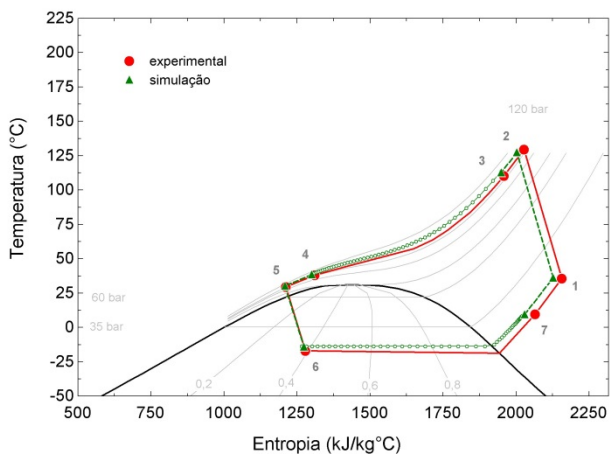


Figura 4.63 – Ciclo padrão de refrigeração com trocador de calor interno

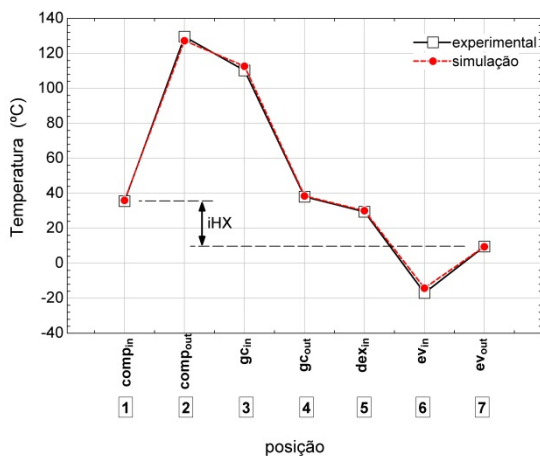


Figura 4.64 – Perfil de temperatura estimado e experimental do ciclo com iHX

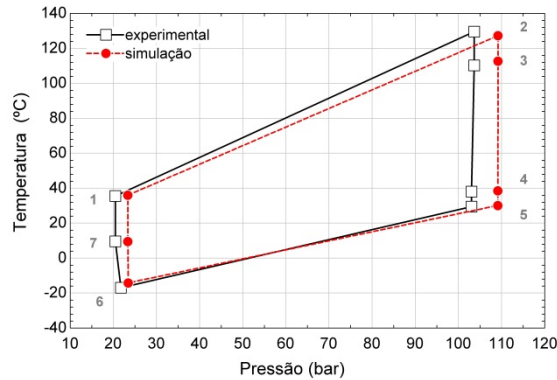


Figura 4.65 - Temperatura e pressão nos pontos de referência do ciclo com iHX

Os resultados qualitativos anteriores mostram que o modelo matemático tem capacidade de descrever as tendências experimentais relativamente bem nesta condição de operação avaliada. Entretanto, deve-se ressaltar que o modelo pode apresentar resultados errôneos em alguns casos particulares de condição de contorno como, por exemplo, condições de baixo superaquecimento. Nestes casos, os submodelos da pressão de descarga e do dispositivo de expansão adicionam incertezas consideráveis aos valores estimados de pressão e vazão mássica, levando a divergência do resultado.

Uma forma de melhorar as estimativas do modelo consiste na melhoria do algoritmo de solução. O método de substituições sucessivas não controla eficazmente a transferência de informações entre os submodelos contribuindo para a divergência do modelo. Este refinamento foge do escopo e dos objetivos deste estudo cabendo, portanto, como uma sugestão para trabalhos futuros.

Outra maneira de melhorar a assertividade do modelo consiste na simplificação do modelo do sistema. Por exemplo, os ciclos com controle ativo da pressão de descarga substituem o referido submodelo por um valor de pressão definido pelas correlações de pressão ideal. Isso reduz os desvios gerados pela estimativa da distribuição de massa contribuindo para uma mais fácil convergência. Noutro exemplo, configurações que utilizam válvula termostática substituem o submodelo do dispositivo de expansão por um valor pré-estabelecido de temperatura de evaporação, da mesma forma contribuindo para uma mais fácil convergência do modelo.

Este capítulo analisa diversos ciclos de refrigeração com potencial de aplicação em sistemas de CO₂ comerciais de pequeno porte.

5.1 PROCEDIMENTO DE ANÁLISE

A análise a seguir tem por objetivo identificar ciclos de refrigeração promissores para o uso em instalações transcíticas de CO₂. Inicialmente, procede-se a análise minuciosa do ciclo padrão para o melhor entendimento dos parâmetros que afetam seu desempenho. Posteriormente, modificações foram introduzidas no ciclo padrão para melhor adaptá-lo às características operacionais do CO₂.

Algumas condições de referência foram estabelecidas de forma a permitir as análises comparativas. A Figura 5.1 indica que o aparato experimental está sujeito a duas referências globais, uma interna que corresponde aos valores de temperatura e pressão estabelecidas no circuito de refrigeração; e outra externa que corresponde aos valores de temperatura dos dois reservatórios térmicos. Os parâmetros de referência interna são estabelecidos de acordo com a maneira como o sistema interage com os parâmetros externos através de seus componentes.

Um importante parâmetro de referência adotado é a temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler* (Tgc.C.out). Tal temperatura depende da temperatura e da vazão da água na entrada do *gas cooler* (Tgc.H.in e \dot{V}_{gc}). Desta forma, uma eventual variação da temperatura da água na entrada do *gas cooler* corresponde hipoteticamente à variação da temperatura ambiente.

A condição do CO₂ no evaporador é também regida pela temperatura e vazão do fluido secundário (Tev.H.in e \dot{V}_{ev}). Neste caso, a temperatura da mistura etileno-glicol+água na entrada do evaporador (Tev.H.in) representa, num sistema real, a temperatura de retorno do ar do ambiente refrigerado e a temperatura na saída do evaporador (Tev.H.out), a temperatura do ar de insuflamento. A temperatura de evaporação (Tev.C.in) depende portanto da temperatura do ambiente refrigerado, ou seja, da temperatura de insuflamento (Tev.H.out). Já a temperatura do CO₂ na saída do evaporador (Tev.C.out) e o superaquecimento variam conforme a carga térmica aplicada representada pela temperatura de retorno do ar, ou seja, a temperatura de entrada da água (Tev.H.in).

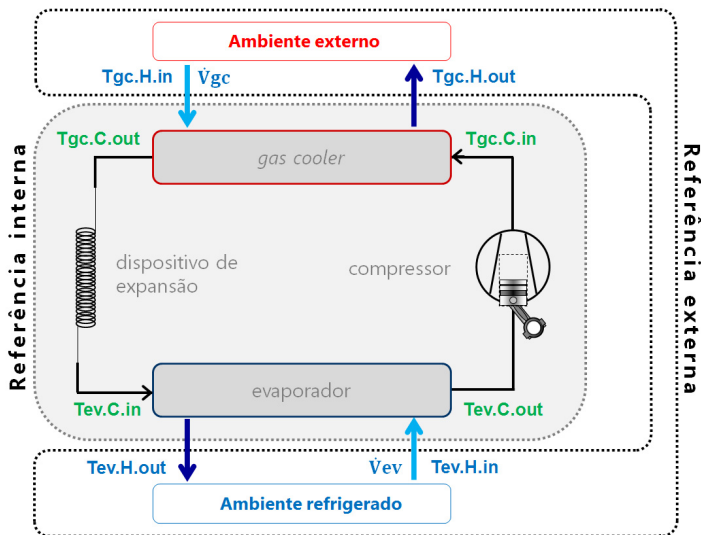


Figura 5.1 – Referências interna e externa para os ensaios experimentais

5.2 CICLO PADRÃO E CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA

Inicialmente, o ciclo padrão será analisado para estabelecer uma referência para comparação com as demais arquiteturas de ciclo a serem avaliadas.

A Figura 5.2 mostra o ciclo padrão convencional e a Figura 5.3 mostra o ciclo padrão modificado pela adição de um trocador de calor interno. Uma vez que o trocador de calor interno confere maior segurança à operação do sistema por evitar a sucção de líquido pelo compressor, os testes iniciais de reconhecimento do sistema e as avaliações iniciais serão efetuados com esta configuração.

5.2.1 Ciclo padrão com trocador de calor interno

A carga de refrigerante e a restrição do dispositivo de expansão foram inicialmente ajustadas visando a maximização do desempenho do sistema na condição de referência assumida como sendo 32°C para a temperatura ambiente ($Tgc.H.in$) e 5°C e 12°C para as temperaturas de insuflamento ($Tev.H.out$) e de retorno ($Tev.H.in$), respectivamente.

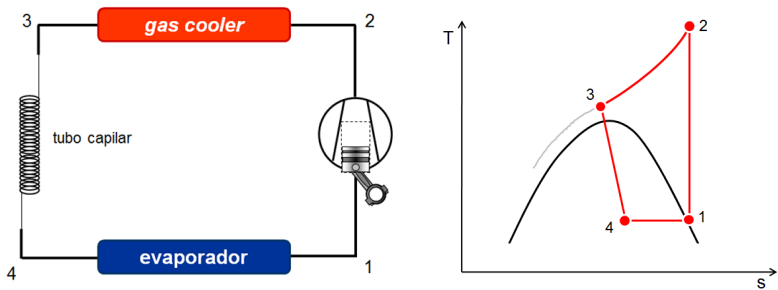


Figura 5.2 – Ciclo padrão de refrigeração com tubo capilar

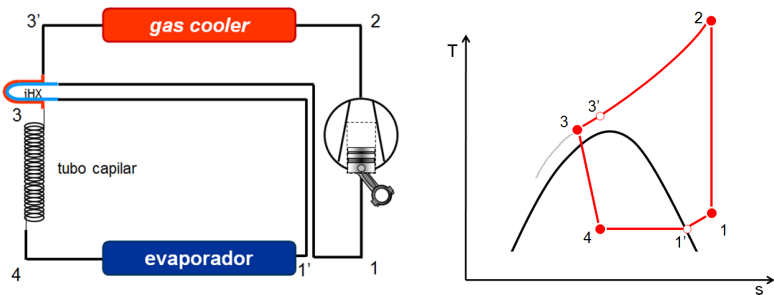


Figura 5.3 – Ciclo padrão de refrigeração com tubo capilar e trocador de calor interno (iHX)

Para tanto, aumentou-se sucessivamente a carga de refrigerante no sistema mantendo fixa a abertura da válvula micrométrica do dispositivo de expansão. Tal processo foi repetido com diversas aberturas o que equivale a utilização de várias geometrias de tubo capilar. Durante esta fase, a temperatura da água na entrada do *gas cooler* foi mantida em 32°C e a vazão ajustada de forma a manter a temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler* constante em 38°C, proporcionando um *approach* constante de 6°C. A temperatura da solução etileno-glicol+água na entrada do evaporador foi mantida em 12°C enquanto que a vazão foi ajustada de forma a manter a temperatura do fluido secundário na saída do evaporador igual a 5°C. Estes valores de referência foram escolhidos para facilitar a percepção dos efeitos dos diversos parâmetros envolvidos. Por exemplo, do ponto de vista prático, o *approach* na saída do gas cooler é elevado, mas permite uma melhor percepção do seu efeito sobre o desempenho do evaporador, conforme será visto mais adiante. Ainda, a temperatura de insuflamento é também

excessivamente elevada quando se compara com uma aplicação real. Contudo, o valor adotado permite uma menor proporção de etileno-glicol no fluido secundário o que reduz as incertezas sobre a densidade e o calor específico da solução nos cálculos da taxa de transferência de calor no evaporador.

A Figura 5.4 mostra a evolução do ciclo padrão com trocador de calor interno durante o processo de adição de carga de refrigerante realizado com uma abertura do dispositivo de expansão igual a 2,0 voltas. À medida que fluido refrigerante é adicionado ao sistema, a temperatura de evaporação (4) aumenta e a temperatura na saída do evaporador (1') diminui. No lado de alta, a pressão de descarga aumenta e a temperatura de descarga (2) sofre uma leve redução acompanhando a diminuição da temperatura na sucção do compressor (1). A entrada de fluido mais frio no lado de baixa pressão do trocador de calor interno (1') induz a redução da temperatura do fluido na entrada do dispositivo de expansão (3) que contribui para a redução do título na entrada do evaporador (4). Existirá, portanto, uma carga de refrigerante que, combinada com uma restrição do dispositivo de expansão, garantirá o melhor compromisso entre estes diversos parâmetros e resultará na otimização do desempenho do sistema.

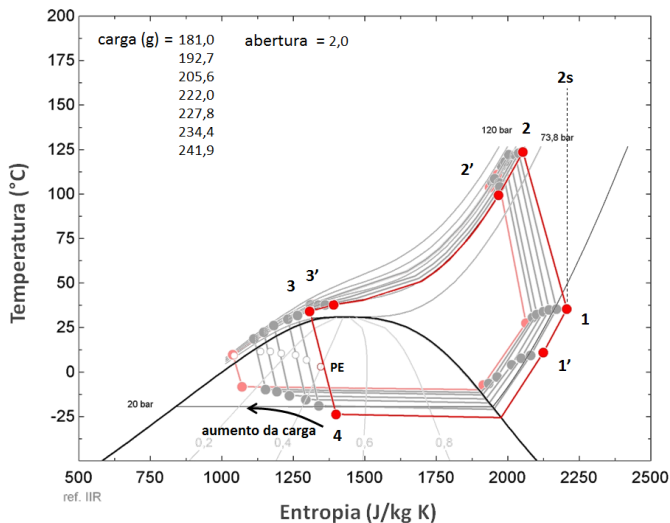


Figura 5.4 – Diagrama T-s do procedimento de carga do ciclo padrão com iHX

O efeito da carga sobre a pressão e a temperatura de evaporação para diversas aberturas do dispositivo de expansão é mostrado respectivamente

nas Figuras 5.5 e 5.6 (quanto maior o número de voltas menos restritivo torna-se o dispositivo de expansão). Percebe-se que o aumento da carga promove o aumento contínuo da pressão e da temperatura de evaporação para todas as restrições consideradas.

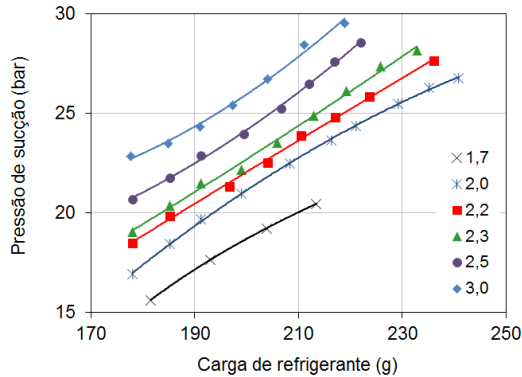


Figura 5.5 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a pressão de sucção

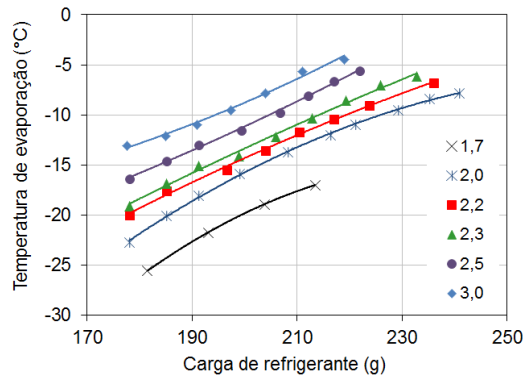


Figura 5.6 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a temperatura de evaporação

A Figura 5.7 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre o superaquecimento para diversas aberturas do dispositivo de expansão indicando que, independentemente da abertura assumida, o aumento da carga favorece o avanço da frente de líquido no evaporador o que reduz o superaquecimento. Percebe-se ainda que o aumento da abertura faz com que o superaquecimento desapareça com menores cargas de refrigerante. A

abertura 1,7 é limitada pela pressão de descarga estabelecida, item abordado a seguir.

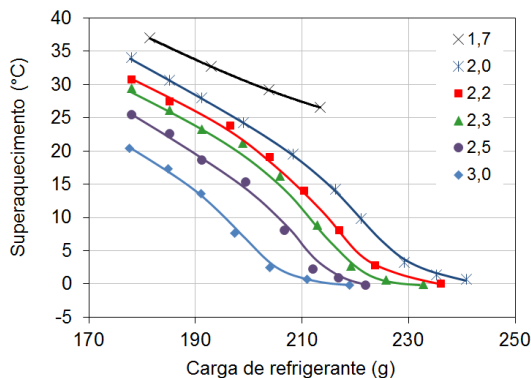


Figura 5.7 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre o superaquecimento

O avanço da frente de líquido no evaporador também provoca a diminuição da temperatura na entrada do trocador de calor interno que, aliado ao aumento da vazão mássica – conforme será abordado a seguir – proporciona a redução da temperatura do fluido na entrada do dispositivo de expansão (Figura 5.8) e do título na entrada do evaporador (Figura 5.9). Em casos extremos, a frente de líquido atinge o trocador de calor interno gerando temperaturas consideravelmente baixas ($\sim 5^{\circ}\text{C}$) e título na entrada do evaporador reduzidos ($\sim 10\%$).

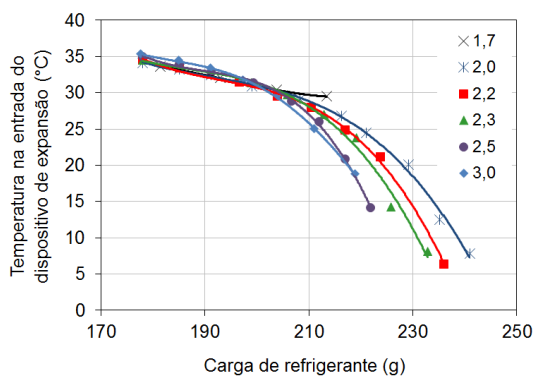


Figura 5.8 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a temperatura na entrada do dispositivo de expansão

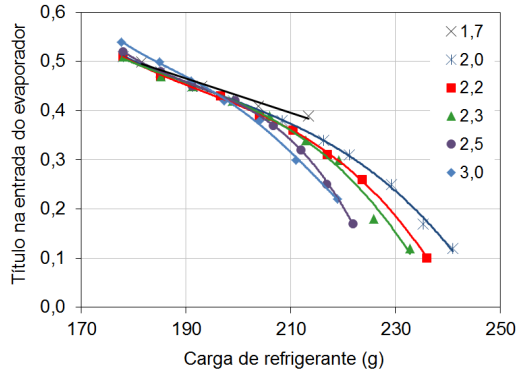


Figura 5.9 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre o título na entrada do evaporador

A redução da temperatura na entrada do trocador de calor interno também produz a queda da temperatura na sucção do compressor (Figura 5.10). Este efeito, aliado ao aumento da pressão de evaporação (Figura 5.5) provoca a redução do volume específico na sucção do compressor e o aumento da vazão mássica (Figura 5.11).

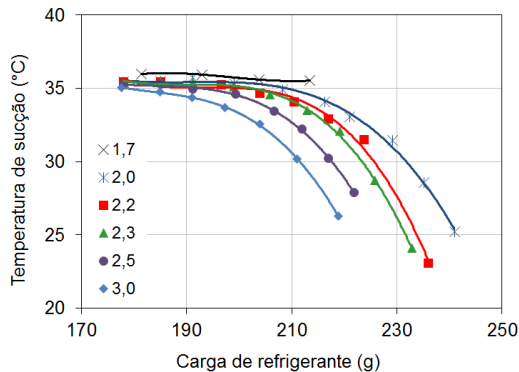


Figura 5.10 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a temperatura na sucção do compressor

A Figura 5.12 mostra que a temperatura da carcaça do compressor aumenta inicialmente com a carga de refrigerante até atingir um ponto de máximo quando então começa a diminuir. Este padrão deve-se a um balanço entre o aumento da vazão de refrigerante cada vez mais frio na sucção (Figuras 5.10 e 5.11) e o aumento do calor gerado durante o processo de

compressão. As menores temperaturas observadas com as maiores aberturas do dispositivo de expansão estão ligadas à intensificação do processo convectivo no interior da carcaça promovida pelas maiores vazões. Por sua vez, a temperatura de descarga também é afetada pela carga, acompanhando a diminuição da temperatura na sucção do compressor (Figura 5.13).

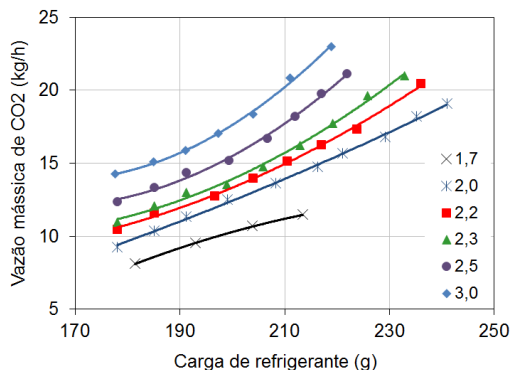


Figura 5.11 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a vazão mássica de CO₂

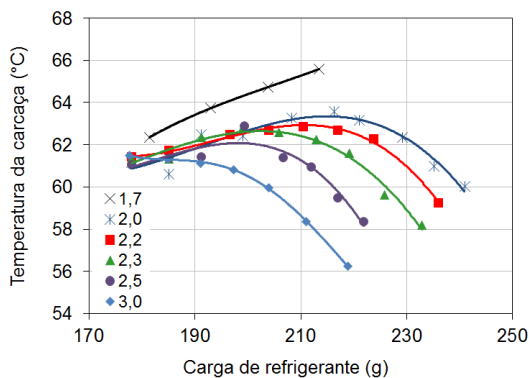


Figura 5.12 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a temperatura da carcaça do compressor

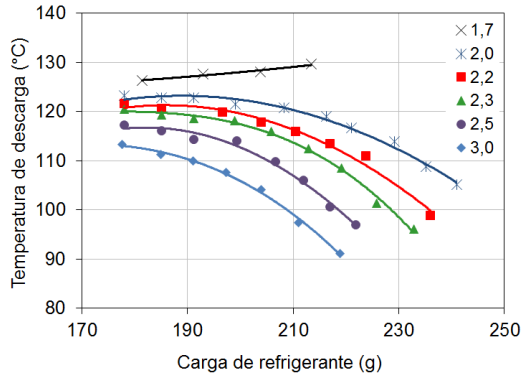


Figura 5.13 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a temperatura de descarga

O efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a pressão de descarga pode ser analisado na Figura 5.14 na qual se percebe um ponto de inflexão em todas as aberturas do dispositivo de expansão consideradas. Os ajustes menos restritivos (3,0; 2,5 e 2,3) não permitem que a pressão ideal – aqui estimada pela correlação de Sarkar (eq. 2.4, pág.35) – seja alcançada. À medida que a restrição aumenta, a pressão ideal é atingida (ajuste 2,2), e até ultrapassada (ajustes 2,0 e 1,7). Cabe salientar a tendência de redução da pressão de descarga ideal visualizada na Figura 5.14 que ocorre devido ao aumento da pressão de evaporação com o aumento da carga (Figura 5.5).

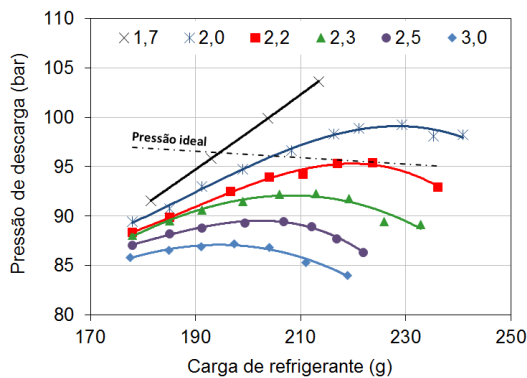


Figura 5.14 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a pressão de descarga

A inflexão observada na Figura 5.14 deve-se à variação da temperatura na entrada do dispositivo de expansão que afeta o estado do fluido na câmara intermediária do dispositivo de expansão. Convém lembrar que o fluido sofre uma pré-expansão ao passar pela válvula micrométrica (ponto PE na Figura 5.4), que é afetado pela carga de refrigerante.

O efeito da câmara intermediária do dispositivo de expansão foi mais bem explorado através da comparação dos resultados atuais com ensaios preliminares realizados com tubos capilares de 2500mm e 2800mm de comprimento e 0,81mm de diâmetro interno. A Figura 5.15 relaciona a temperatura na entrada do dispositivo de expansão, a pressão de descarga e o superaquecimento com o estado do fluido na câmara intermediária – temperatura, título e relação entre as densidades do líquido e vapor saturados – para diversas aberturas e cargas de refrigerante. Nota-se que a medida que a carga de refrigerante aumenta e a temperatura na entrada do dispositivo de expansão diminui, a pressão de descarga do sistema com tubo capilar aumenta continuamente, não apresentando a inflexão característica do conjunto válvula-capilar. Outra característica do sistema com tubo capilar é a redução menos acentuada do superaquecimento durante o processo de adição de carga. Tais diferenças de comportamento sugerem que o estado do fluido na câmara intermediária afeta o escoamento através do tubo capilar, como já mencionado anteriormente.

A Figura 5.15 mostra também que a temperatura do fluido na câmara intermediária varia em função da temperatura de entrada no dispositivo de expansão. A partir dessa temperatura e considerando o processo de expansão como isentálpico pode-se estimar o título e a relação entre as densidades do líquido e do vapor na câmara intermediária. Percebe-se que o aumento da carga de refrigerante proporciona a contínua redução do título e da relação entre densidades até o estado de líquido saturado ser atingido. Desta forma, pode-se concluir que o aumento da carga de refrigerante e o respectivo abaixamento da temperatura na entrada do dispositivo de expansão proporcionam a redução da restrição ao escoamento, independentemente da abertura do dispositivo de expansão.

A diminuição da restrição reduz a diferença de pressão e aumenta a vazão mássica o que diminui a pressão de descarga e promove o avanço da frente de líquido no evaporador. Tais efeitos, portanto, definem o comportamento característico da pressão de descarga (Figura 5.14) e do superaquecimento (Figura 5.7) observado para o sistema dotado de dispositivo de expansão válvula-capilar.

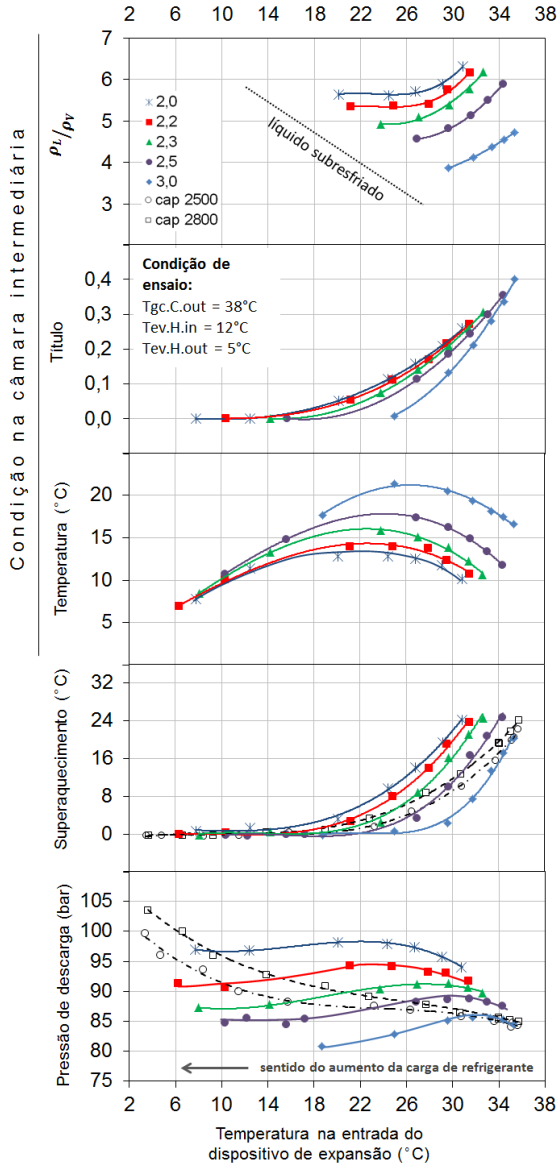


Figura 5.15 – Estado do fluido na câmara intermediária do dispositivo de expansão vs. temperatura na entrada do dispositivo de expansão no sistema com trocador de calor interno

A variação das pressões de sucção e descarga provoca variações na relação de pressão (Figura 5.16) e na diferença de pressão (Figura 5.17), as quais diminuem com o aumento da carga de refrigerante. Consequentemente, as perdas no processo de compressão também diminuem já que reduzem as cargas nos mancais (redução das perdas por atrito) e a reexpansão do fluido do volume morto no final do processo de compressão. Tais características contribuem para o aumento da eficiência global de compressão (Figura 5.18) e da eficiência volumétrica (Figura 5.19) calculadas através do submodelo matemático do compressor.

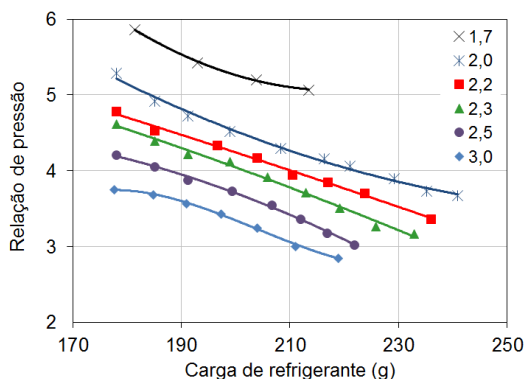


Figura 5.16 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a relação de pressão

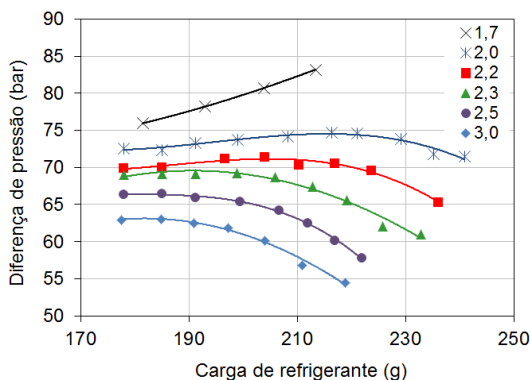


Figura 5.17 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a diferença de pressão

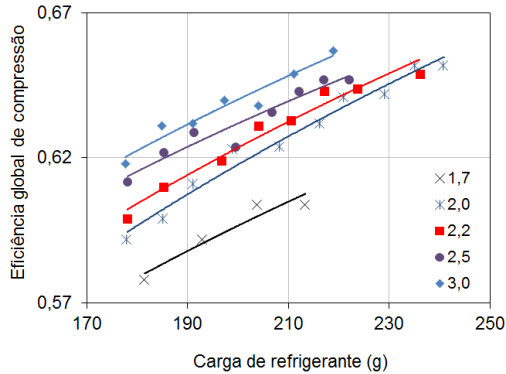


Figura 5.18 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a eficiência global de compressão

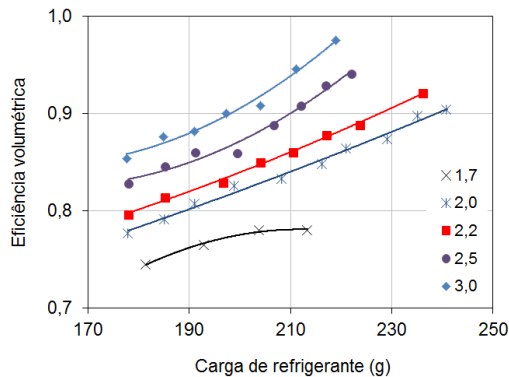


Figura 5.19 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a eficiência volumétrica

A carga de refrigerante também interfere na perda de carga causada pelo escoamento através do trocador de calor interno. A Figura 5.20 mostra que a perda de carga no lado de baixa pressão – entre a entrada do evaporador e a sucção do compressor – aumenta com a carga de refrigerante e tende a um patamar máximo de 1bar. Tal comportamento deve-se ao balanço entre o aumento da perda de carga provocado pelo aumento da vazão mássica e a redução da perda de carga relacionada com a diminuição do superaquecimento (desaceleração do fluido no iHX). Nota-se também que os ajustes menos restritivos do dispositivo de expansão proporcionam maior perda de carga devido às maiores vazões envolvidas. Por sua vez, a Figura 5.21 indica que a perda de carga no lado de alta – entre a descarga do

compressor e a entrada do dispositivo de expansão – aumenta sistematicamente com a carga de refrigerante devido tanto ao aumento da vazão como ao aumento da densidade do fluido. Da mesma forma, os ajustes menos restritivos do dispositivo de expansão também contribuem para uma maior perda de carga devido às maiores vazões.

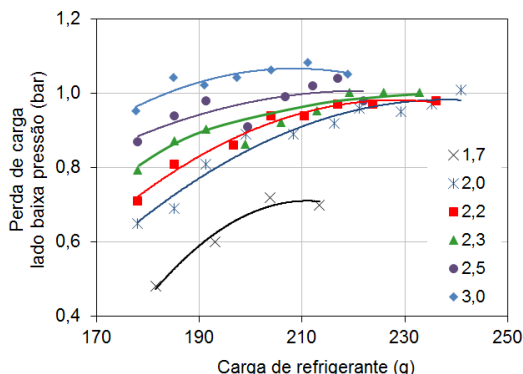


Figura 5.20 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a perda de carga no lado de baixa pressão do iHX

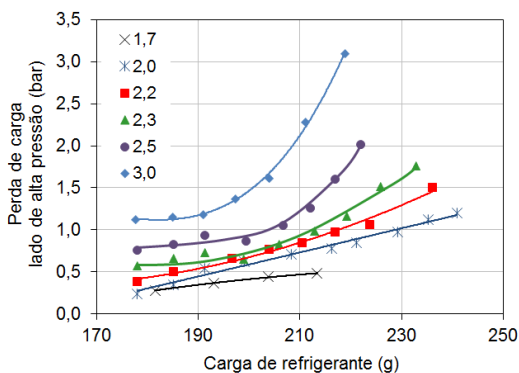


Figura 5.21 - Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a perda de carga no lado de alta pressão do iHX

A Figura 5.22 mostra que a taxa de transferência de calor no *gas cooler* aumenta com a adição de refrigerante apresentando um ponto de máximo nítido em maiores aberturas. Tal comportamento resulta da interação entre o aumento da vazão mássica e da redução da temperatura do fluido na descarga do compressor com o aumento da carga de refrigerante. As maiores

taxas de transferência de calor ocorrem com os ajustes mais restritivos do dispositivo de expansão devido às maiores temperaturas descarga proporcionadas.

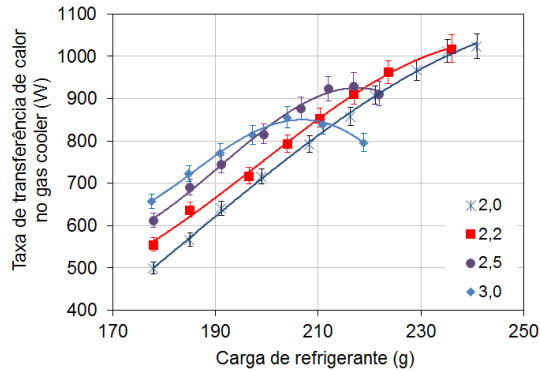


Figura 5.22 – Efeito da carga e da abertura do dispositivo de expansão sobre a taxa de transferência de calor no *gas cooler*

A Figura 5.23 mostra que a potência de compressão aumenta com a carga de refrigerante como reflexo do aumento da vazão mássica. A inflexão deve-se à redução da diferença de pressão com o aumento da carga de refrigerante (Figura 5.16) que tende a reduzir os esforços de compressão.

A taxa de transferência de calor na carcaça do compressor (Figura 5.24) é um reflexo da variação da temperatura da carcaça (Figura 5.12). O seu progressivo aumento está associado ao aumento da vazão mássica (Figura 5.11) e a inflexão, à temperatura do fluido na sucção (Figura 5.10).

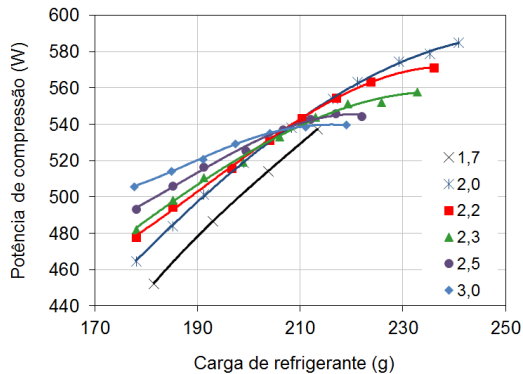


Figura 5.23 – Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a potência de compressão

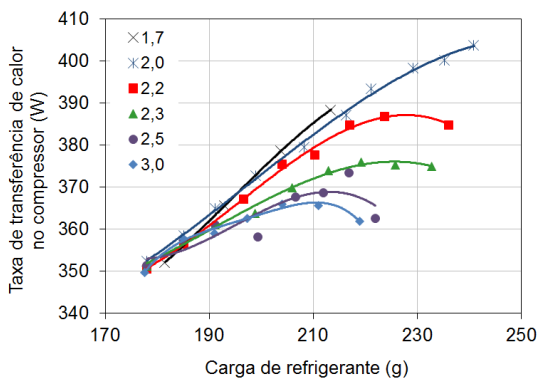


Figura 5.24 – Efeito da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a taxa de transferência de calor na carcaça do compressor

Os efeitos da carga de refrigerante e da abertura do dispositivo de expansão sobre a capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance (COP) são explorados na Figura 5.25. O aumento da capacidade de refrigeração deve-se a uma combinação de fatores: (i) intensificação da troca de calor no evaporador à medida que o superaquecimento diminui; (ii) redução do título na entrada do evaporador devido a diminuição da temperatura na entrada do dispositivo de expansão proporcionada pelo iHX e (iii) aumento do efeito refrigerante específico devido ao aumento da pressão de descarga. Em maiores cargas a capacidade de refrigeração diminui devido a diminuição do efeito refrigerante específico provocada pela queda da pressão de descarga. Nota-se que o ponto de inflexão dos parâmetros em questão ocorre quando o superaquecimento é de aproximadamente 3,5°C.

O comportamento da capacidade de refrigeração e da potência de compressão refletem no comportamento do COP que atinge um ponto de máximo na condição de superaquecimento aproximadamente nulo e pressão de descarga máxima em cada uma das aberturas do dispositivo de expansão consideradas. Percebe-se ainda que existem várias combinações de abertura e carga que proporcionam praticamente o mesmo COP. Neste caso, os pares 2,0volts/240,9g; 2,2volts/223,7g e 2,5volts/212,0g geram um COP de aproximadamente 1,35 e uma pressão de descarga dentro de uma faixa de ± 5 bar em torno do valor ideal. A combinação 2,2volts/223,7g foi considerada a ideal em virtude da maior proximidade da pressão de descarga do valor ideal. É importante salientar que tais valores são exclusivos para a condição de 38°C na saída do *gas cooler* e para as temperaturas da solução etileno-glicol+água de 12°C na entrada do evaporador e 5°C na saída.

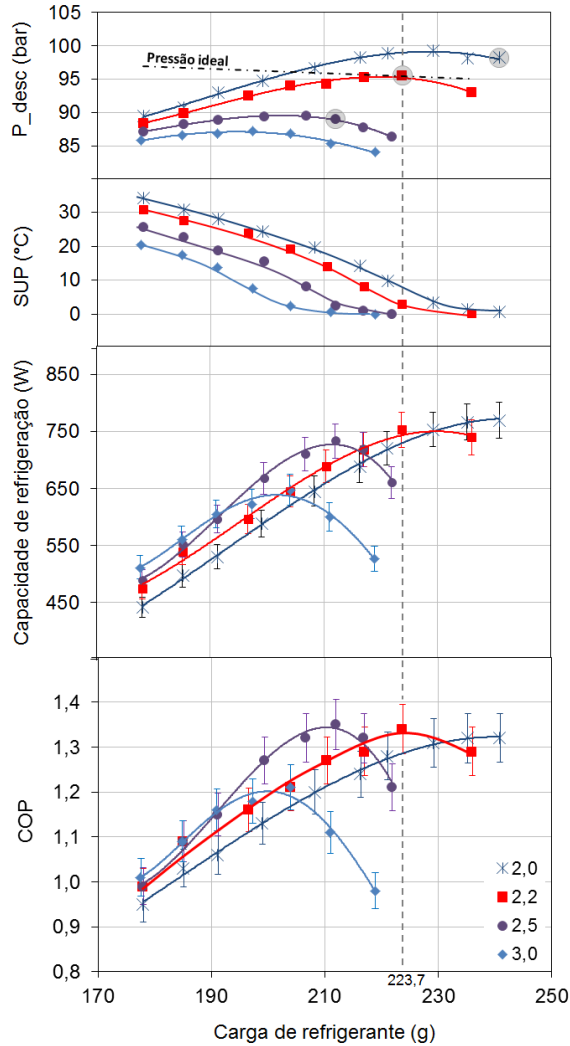


Figura 5.25 – Efeitos da carga de refrigerante, da abertura do dispositivo de expansão, do superaquecimento e da pressão de descarga sobre a capacidade de refrigeração e o COP

Desta análise, conclui-se que o desempenho do sistema é máximo quando o superaquecimento é mínimo e a pressão de descarga é a ideal. Usando este conceito, expande-se a análise efetuando a otimização do

sistema para outras temperaturas de saída do *gas cooler* (32°C, 34°C, 36°C, 40°C e 42°C) com o objetivo de entender a resposta do sistema em outras temperaturas ambientes. Para tanto, a vazão e a temperatura da água na entrada do *gas cooler* foram variadas de forma a manter o *approach* de 6°C (Figura 5.26). No evaporador, a solução etileno-glicol+água continuou a ser fornecida a 12°C e a vazão foi ajustada para manter a temperatura de 5°C na saída.

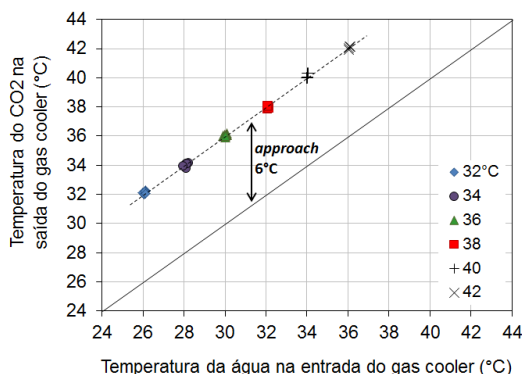


Figura 5.26 – Temperaturas de entrada da água e de saída do CO₂ no *gas cooler*

Para cada temperatura, o par “restrição do dispositivo de expansão & carga de refrigerante” foi ajustado através do aumento sucessivo da carga enquanto a abertura do dispositivo de expansão foi ajustada de forma a manter o superaquecimento em 3,5°C.

O comportamento do sistema nesta nova série de ensaios é similar ao observado na temperatura de referência de 38°C. As Figuras 5.27 e 5.28 mostram respectivamente o comportamento da capacidade de refrigeração e da taxa de transferência de calor no *gas cooler* em função da pressão de descarga e da temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler*. Cada ponto experimental representa uma combinação distinta de carga de refrigerante e restrição do dispositivo de expansão. O aumento da carga de refrigerante aumenta a pressão de descarga e a taxa de transferência de calor em ambos os trocadores. A redução da temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler* proporciona o aumento do efeito refrigerante específico que repercute no aumento da taxa de transferência de calor no evaporador. O aumento da taxa de transferência de calor no evaporador se reflete no aumento da taxa de transferência de calor no *gas cooler*.

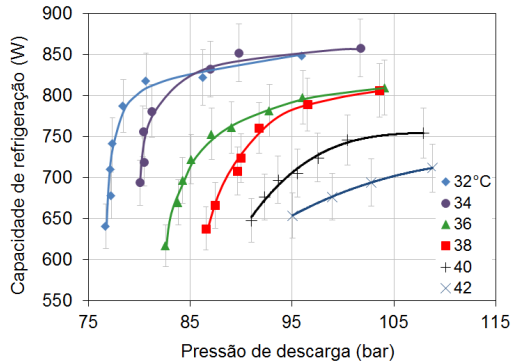


Figura 5.27 – Capacidade de refrigeração vs. pressão de descarga para diversas referências de temperatura na saída do *gas cooler*

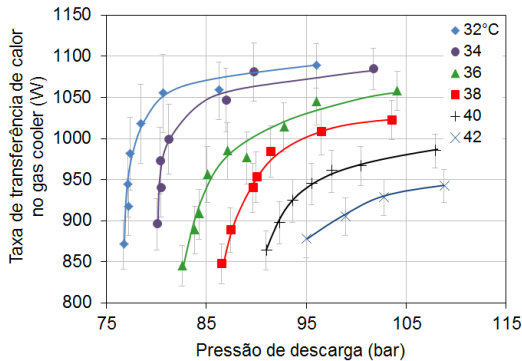


Figura 5.28 – Taxa de transferência de calor no *gas cooler* vs. pressão de descarga para diversas referências de temperatura na saída do *gas cooler*

A Figura 5.29 mostra o comportamento do COP sob o efeito da pressão de descarga e da temperatura do CO_2 na saída do *gas cooler*. A variação deve-se quase que exclusivamente à influência do aumento da pressão de descarga sobre o efeito refrigerante específico já que o superaquecimento foi mantido constante em $3,5^\circ\text{C}$ e a pressão de evaporação praticamente não varia. É importante perceber que o COP passa por um ponto de máximo em cada uma das temperaturas consideradas, o qual aumenta com a diminuição da temperatura. Nota-se também que a pressão de descarga no ponto de COP máximo coincide razoavelmente bem com os valores previstos pela correlação de Sarkar (SARKAR *et al.*, 2004; pág. 35). Finalmente, percebe-se que a pressão de descarga ideal aumenta com o aumento da temperatura do CO_2 na saída do *gas cooler*.

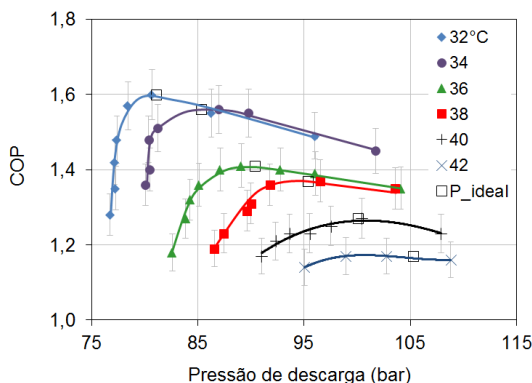


Figura 5.29 – Coeficiente de performance vs. pressão de descarga e temperatura na saída do *gas cooler*

Do ponto de vista prático, a análise anterior mostra que um déficit de fluido refrigerante tem um efeito nocivo mais significativo do que o seu excesso. A Figura 5.30 mostra que um déficit de 5% na carga de refrigerante (~10g) gera uma queda de aproximadamente 20% na capacidade de refrigeração e de pouco mais de 15% no COP. Por outro lado, um excesso de carga de 5% repercute numa queda de apenas ~1% no COP enquanto eleva a capacidade de refrigeração em ~2,5%. Tais resultados sugerem que a performance do sistema degrada consideravelmente com eventuais vazamentos de refrigerante durante a vida útil do equipamento já que, neste caso, a pressão de descarga reduzirá impondo as perdas enunciadas na capacidade de refrigeração e no COP.

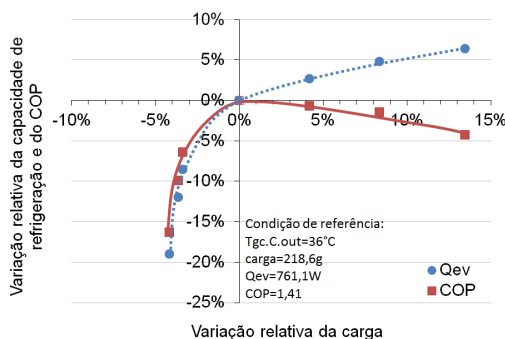


Figura 5.30 – Efeito da variação da carga de refrigerante sobre a capacidade de refrigeração e o COP

A Tabela 5.1 relaciona os resultados de alguns parâmetros obtidos na condição de maior COP em cada uma das temperaturas avaliadas. O aumento da temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler* exige a adoção de um dispositivo de expansão mais restritivo para promover o deslocamento de massa de refrigerante para o lado de alta pressão e assim garantir que as mais altas pressões ideais exigidas sejam alcançadas. O aumento da temperatura na saída do *gas cooler* também reduz drasticamente o efeito refrigerante específico que, quando combinado com o deslocamento de massa do lado de baixa para o de alta pressão, produz uma tendência de aumento do superaquecimento. Para garantir que o superaquecimento permaneça reduzido e constante, a carga de refrigerante deve ser aumentada em aproximadamente 12% (Figura 5.31). A temperatura de descarga também é afetada, sofrendo um acréscimo da ordem de 20°C na faixa de temperatura considerada (Figura 5.32). Os ajustes de restrição do dispositivo de expansão e da carga de refrigerante garantem um COP máximo para o sistema em cada temperatura considerada mas não impedem a queda da capacidade de refrigeração em aproximadamente 15% (Figura 5.33). Na prática, a capacidade de refrigeração do sistema só pode ser mantida constante se a capacidade do compressor for sucessivamente corrigida (deslocamento volumétrico ou rotação). A redução da capacidade de refrigeração e o aumento da potência de compressão refletem-se no COP que sofre uma queda de aproximadamente 27% na faixa de temperatura considerada (Figura 5.34).

Tabela 5.1 – Parâmetros de operação do ciclo padrão com trocador de calor interno otimizado* em diversas temperaturas ambientes

Tgc.C.out (Tgc.H.in)	32°C (26°C)	34°C (28°C)	36°C (30°C)	38°C (32°C)	40°C (34°C)	42°C (36°C)
abertura DEX (voltas)	2,4	2,4	2,3	2,2	2,1	2,1
carga de refrigerante (g)	211,9	215,0	218,6	223,7	231,7	236,5
pressão de descarga (bar)	80,6	86,9	89,1	96,5	100,4	102,7
superaquecimento (°C)	4,0	4,1	4,3	4,5	3,7	3,8
vazão mássica (kg/h)	18,6	18,2	18,3	17,8	17,6	17,6
temp. de evaporação (°C)	-9,1	-9,1	-9,1	-8,2	-8,4	-8,3
temp. de descarga (°C)	95,9	101,4	104,9	108,2	114,0	115,8
capac. de refrigeração (W)	817	832	761	788	746	693
tx. dissip. de calor GC (W)	1054	1046	976	1008	966	928
potência de compressão (W)	509,7	534,5	541,2	574,2	585,6	593,9
COP (-)	1,60	1,56	1,41	1,37	1,27	1,17

(*) referência externa: Tev.H.in=12°C, Tev.H.out=5°C e *approach* no *gas cooler* 6°C

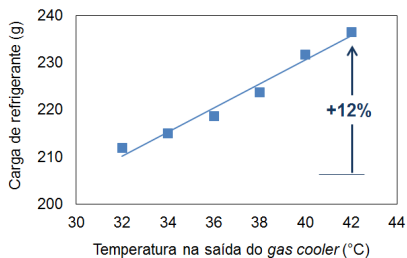


Figura 5.31 – Carga de refrigerante vs. temperatura na saída do *gas cooler*

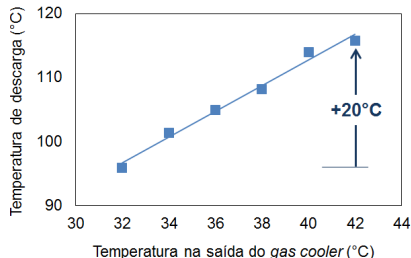


Figura 5.32 – Temperatura de descarga vs. temperatura na saída do *gas cooler*

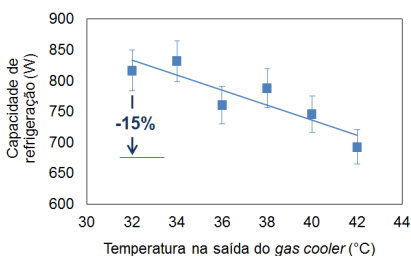


Figura 5.33 – Capacidade de refrigeração vs. temperatura na saída do *gas cooler*

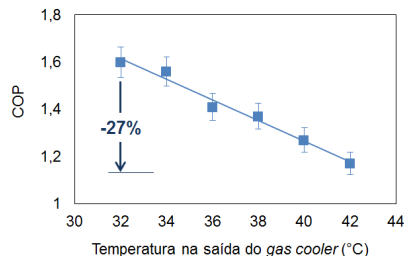


Figura 5.34 – Coeficiente de performance vs. temperatura na saída do *gas cooler*

5.2.2 Ciclo padrão sem trocador de calor interno

Uma vez que as reações do sistema são agora mais bem conhecidas, replicam-se as análises de ajuste do par 'carga de refrigerante & dispositivo de expansão' para o sistema sem trocador interno (Figura 5.2). O procedimento e as condições de referência são iguais aos adotados nos ensaios anteriores para o sistema que aplica o trocador de calor interno.

A Figura 5.35 mostra o comportamento do sistema durante o processo de adição de carga, mantidas constantes a abertura do dispositivo de expansão (3,5 voltas) e a temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler* (38°C). O aumento da carga reduz o superaquecimento e a temperatura na sucção do compressor (1) e, conseqüentemente, diminui a temperatura de descarga (2). Na ausência do trocador de calor interno, a temperatura na entrada do dispositivo de expansão é significativamente maior àquela observada no sistema com trocador interno, o que compromete o efeito refrigerante específico. A redução do título na entrada do evaporador (4) obtido com o aumento da carga deve-se, neste caso, unicamente ao aumento da pressão de descarga.

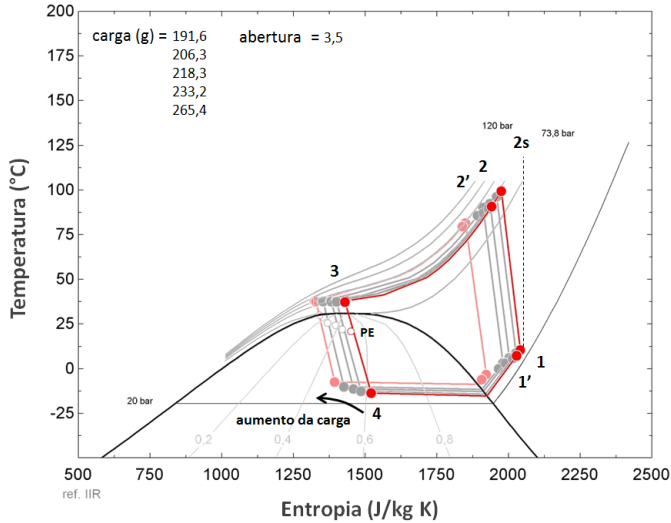


Figura 5.35 – Efeito da carga de refrigerante sobre o ciclo padrão sem trocador de calor interno

Uma vez que a câmara intermediária do dispositivo de expansão mostrou um efeito fundamental no comportamento do sistema com trocador de calor interno, torna-se importante analisar o seu efeito nesta nova condição em que não há o resfriamento acentuado do fluido na entrada do dispositivo (a temperatura é mantida constante em 38°C). A Figura 5.36 relaciona a carga de refrigerante e a restrição do dispositivo de expansão com a pressão de descarga, o superaquecimento e o estado do fluido na câmara intermediária – temperatura, título e relação entre as densidades do líquido e vapor. Percebe-se que a pressão de descarga aumenta continuamente com a carga, não apresentando a inflexão característica do sistema que adota o trocador de calor interno. O comportamento do dispositivo de expansão válvula-capilar é bastante similar ao dos tubos capilares usados para referência (2500mm e 2800mm de comprimento), sugerindo que o efeito da câmara intermediária não é significativo. À medida que a carga aumenta, o superaquecimento diminui para todas as aberturas do dispositivo válvula-capilar e para os dois tubos capilares avaliados. Nota-se que os tubos capilares são muito restritivos já que não conseguem gerar um superaquecimento nulo na faixa de carga de refrigerante considerada.

Uma breve comparação entre as Figuras 5.36 e 5.15 permite identificar o efeito do estado do fluido na câmara intermediária sobre o processo de expansão. Percebe-se que a temperatura do fluido na câmara intermediária do

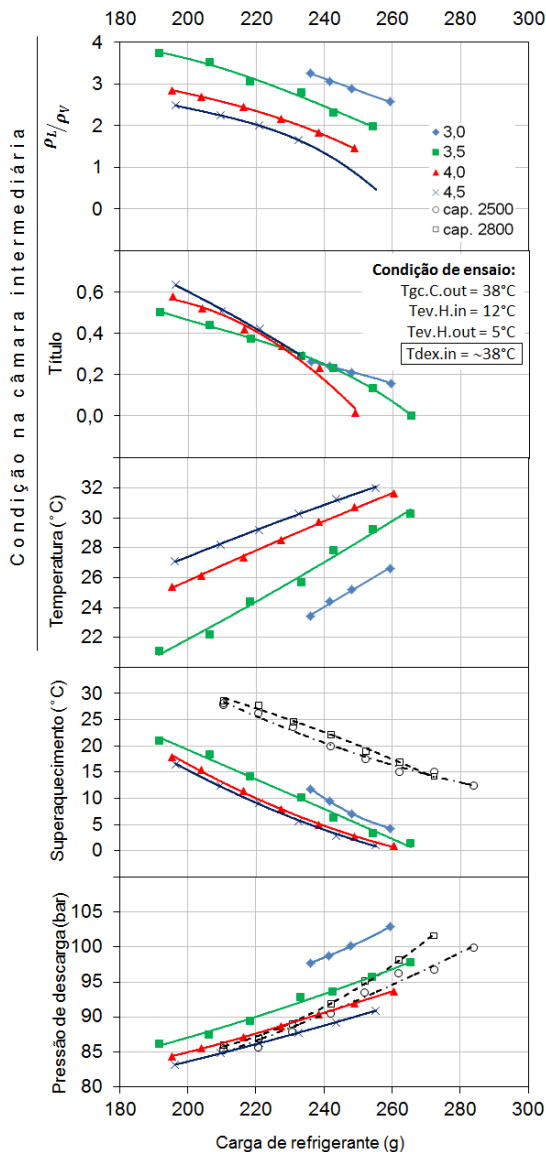


Figura 5.36 – Efeito do fluido na câmara intermediária do dispositivo de expansão em função da carga de refrigerante para o sistema sem trocador de calor interno

sistema com trocador de calor interno é sempre inferior à do sistema sem tal trocador. Isto significa que no sistema com trocador interno o fluido se encontra numa condição bifásica mais distante do ponto crítico (pontos PE nos diagramas T-s das Figuras 5.4 e 5.35). Isso não afeta o valor do título, que varia numa mesma faixa em ambos os sistemas ($<0,6$). Entretanto, a maior proximidade do ponto crítico faz com que a relação entre as densidades líquido/vapor do sistema sem trocador de calor interno seja menor ($\rho_L/\rho_v < 4$) o que se traduz numa maior homogeneidade do fluido na entrada do tubo capilar que, por sua vez, passa a exercer menor influência sobre a restrição do dispositivo de expansão. Portanto, as inflexões características nas curvas de pressão, capacidade de refrigeração e COP do sistema com trocador de calor interno em função da carga refletem a proximidade do estado do fluido na câmara intermediária da condição de ponto crítico.

A análise do efeito da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão pode agora ser expandida para outras temperaturas na saída do *gas cooler*, seguindo o padrão anteriormente adotado nos testes com trocador de calor interno. À medida que refrigerante é adicionado ao sistema, a temperatura da saída do *gas cooler* é mantida constante nas temperaturas de referência 32°C, 34°C, 38°C e 40°C através do ajuste da vazão do fluido secundário; o *approach* é mantido constante em 6°C; o dispositivo de expansão é ajustado para manter o superaquecimento em aproximadamente 3,5°C; no evaporador, a solução etileno-glicol+água é fornecida a 12°C e a vazão ajustada para manter 5°C na saída.

A Figura 5.37 mostra que a capacidade de refrigeração aumenta com a pressão de descarga devido ao aumento da carga de refrigerante. Na ausência do trocador de calor interno, a capacidade de refrigeração é regulada tão somente pelo efeito da pressão de descarga sobre o efeito refrigerante específico que reflete a redução do título na entrada do evaporador (Figura 5.38). Temperaturas mais altas geram perdas mais acentuadas no processo de expansão que resultam em títulos também mais altos. O patamar das curvas de capacidade deve-se ao perfil em S das isotermas na saída do *gas cooler*.

A Figura 5.39 mostra que a potência de compressão aumenta linearmente com a pressão de descarga devido ao aumento da relação de pressão. O comportamento do COP ilustrado na Figura 5.40 é reflexo da interação do comportamento da capacidade de refrigeração e da potência de compressão, apresentando o ponto de máximo na condição de pressão ideal.

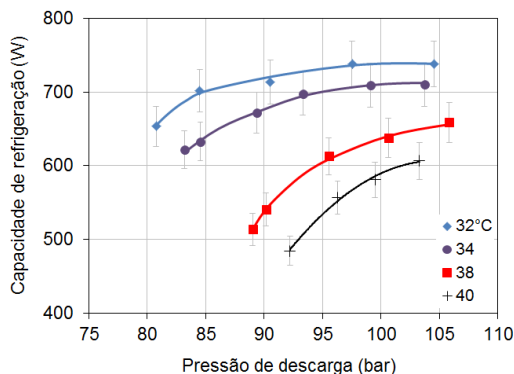


Figura 5.37 – Capacidade de refrigeração vs. pressão de descarga e temperatura na saída do *gas cooler*

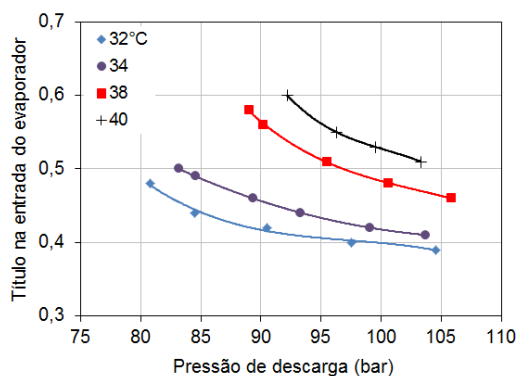


Figura 5.38 – Título na entrada do evaporador vs. pressão de descarga e temp. na saída do *gas cooler*

A Tabela 5.2 resume os principais parâmetros do sistema sem trocador de calor interno nas quatro temperaturas de saída do *gas cooler* consideradas. A abertura do dispositivo de expansão e a carga de refrigerante aumentam com a temperatura para proporcionar o aumento de pressão de descarga e manter o superaquecimento reduzido. Cabe salientar que em 40°C a condição de COP máximo não foi obtida devido à excessiva pressão de descarga. Por esta razão, tanto a abertura do dispositivo de expansão como a carga de refrigerante fogem ligeiramente da tendência observada nas demais condições.

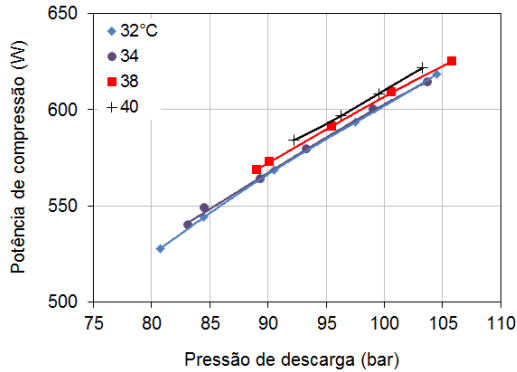


Figura 5.39 – Potência de compressão vs. pressão de descarga e temperatura na saída do *gas cooler*

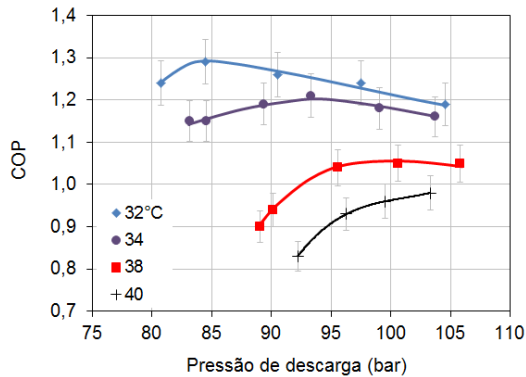


Figura 5.40 – COP vs. pressão de descarga e temperatura na saída do *gas cooler*

A Figura 5.41 mostra que a carga de refrigerante do sistema sem trocador de calor interno varia 12% na faixa de temperatura de saída do *gas cooler* avaliada. Comparativamente, pode-se inferir que a carga que maximiza a performance do sistema com trocador de calor interno é, em média, 11% menor que a carga do sistema sem o trocador interno. Do ponto de vista de performance, a Figura 5.42 mostra que o aumento da temperatura de saída do *gas cooler* aumenta a potência de compressão em até 15% na faixa de temperatura avaliada e que a adoção do trocador de calor interno reduz a potência de compressão em 6%. Já a capacidade de refrigeração do sistema sem trocador de calor interno reduz 15% na faixa de temperatura avaliada (Figura 5.43) enquanto que a adoção do trocador interno proporciona um aumento médio de 18% na capacidade de refrigeração. Por fim, a Figura 5.44

mostra que o COP do sistema sem trocador de calor interno é penalizado em 32% na faixa de temperatura considerada e que a presença do trocador de calor interno produz um aumento médio no COP de 30%.

Tabela 5.2 – Parâmetros de operação do ciclo padrão sem trocador de calor interno otimizado* para diversas temperaturas ambientes

Tgc.C.out (Tgc.H.in)	32°C (26°C)	34°C (28°C)	38°C (32°C)	40°C (34°C)
abertura DEX (voltas)	4,05	3,3	3,2	3,4
carga de refrigerante (g)	236,9	245,8	251,1	251,8
pressão de descarga (bar)	84,5	93,3	100,6	103,29
superaquecimento (°C)	3,0	3,4	3,4	3,2
vazão mássica (kg/h)	22,0	21,5	21,6	22,0
temperatura de evaporação (°C)	-9,3	-9,1	-8,5	-7,9
temperatura de descarga (°C)	74,3	81,3	85,9	87,5
capacidade de refrigeração (W)	702,2	698,1	637,6	606,6
tx. dissipação de calor no GC (W)	1064,1	1058,2	998,6	975,5
potência de compressão (W)	544,1	579,3	608,9	621,7
COP (-)	1,29	1,21	1,05	0,98

(*) referência externa: $T_{ev.H.in}=12^{\circ}\text{C}$, $T_{ev.H.out}=5^{\circ}\text{C}$ e *approach* no gas cooler 6°C

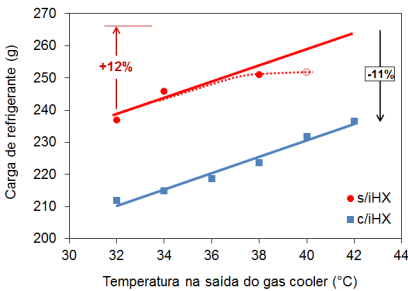


Figura 5.41 – Carga de refrigerante vs. temperatura na saída do *gas cooler*

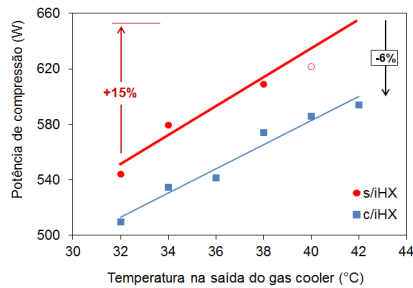


Figura 5.42 – Potência de compressão vs. temperatura na saída do *gas cooler*

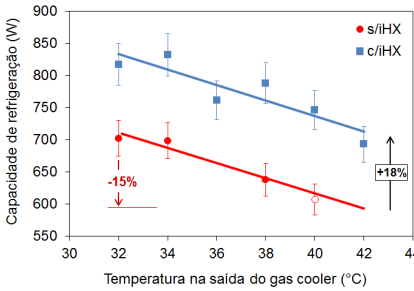


Figura 5.43 – Capacidade de refrigeração vs. temperatura na saída do *gas cooler*

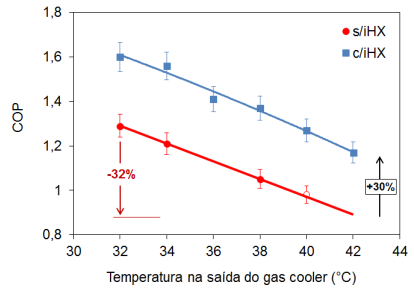


Figura 5.44 – Coeficiente de performance vs. temperatura na saída do *gas cooler*

5.2.3 Efeito do trocador de calor interno no sistema

Além das análises comparativas anteriores, uma análise qualitativa das diferenças fundamentais entre os ciclos sem e com trocador de calor interno pode ser realizada com base na Figura 5.45 que mostra os resultados experimentais para ambas as configurações operando numa condição equivalente (38°C na saída do *gas cooler* e 12/5°C para a mistura etileno-glicol+água no evaporador). A configuração sem trocador de calor interno é representada pelo ciclo a-b-c-d, e a com, 1-2-3-4.

O aumento na capacidade de refrigeração atribuído à utilização do trocador de calor interno se deve ao aumento do efeito refrigerante específico (de a-d para a-4). Tal aumento é gerado pela redução do título na entrada do evaporador (de 'd' para 4) proporcionado pela redução da temperatura na entrada do dispositivo de expansão (de 'c' para 3). Conforme indicado na Tabela 5.3, o trocador de calor interno reduz em 21,5°C a temperatura na entrada do dispositivo de expansão e em 56% o título na entrada do evaporador o que garante um aumento de 24% da capacidade de refrigeração. Outro benefício direto da utilização do trocador de calor interno é a redução em 4% da pressão de descarga que também se deve à redução da temperatura na entrada do dispositivo de expansão.

Entretanto, tais benefícios são obtidos à custa do aumento da temperatura na sucção do compressor (de 'a' para 1) que varia 31,1°C. Uma desvantagem do aumento dessa temperatura é a redução da vazão mássica deslocada pelo compressor em virtude do aumento do volume específico do refrigerante. No caso em questão, a redução de vazão mássica é de 15%, não sendo maior devido ao aumento da eficiência volumétrica do compressor (6%) que reflete a redução da relação de pressão (3,7%). Outra desvantagem

intrínseca ao aumento da temperatura na sucção do compressor é o aumento da temperatura de descarga (de 'b' para 2) em 22,4°C que passa a atingir 108,3°C. Altas temperaturas de descarga colocam em risco a integridade do óleo lubrificante e, portanto, a confiabilidade mecânica do compressor.

É interessante notar que, apesar do compressor estar submetido a condições mais severas, a potência de compressão do sistema com trocador de calor interno é menor em 5,6%. Este resultado deve-se à redução da vazão mássica (15%) que afeta proporcionalmente a potência de compressão; e à redução da diferença pressão (4 bar) que provoca um aumento de 7% na eficiência global de compressão.

Outro parâmetro que merece destaque é a perda de carga nas linhas de baixa e alta pressão devido a introdução do trocador de calor interno no circuito. Na linha de baixa pressão, o escoamento do vapor através do trocador microcanal aumenta a perda de carga nesta linha em 25% em relação à configuração sem o trocador. Por sua vez, a linha de alta pressão apresenta uma redução de 25% na perda de carga o que indica que o efeito da menor vazão mássica do fluido supercrítico (alta densidade) supera as perdas viscosas do escoamento através do trocador de microcanal.

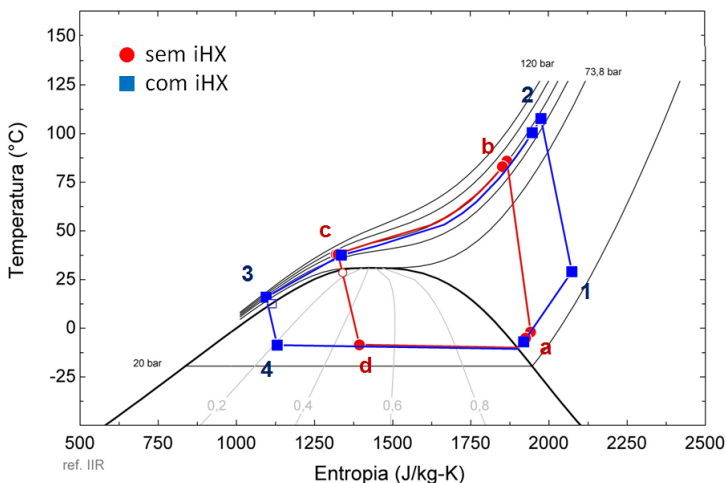


Figura 5.45 – Diagramas T-s para as configurações sem e com trocador de calor interno

Tabela 5.3 – Efeito do trocador de calor interno sobre alguns parâmetros do sistema*

@38°C		s/iHX	c/iHX	Δ
carga de refrigerante	(g)	251,1	223,7	-11%
restrição do dispos. de expansão [#]	(voltas-mm)	3,2 (1800)	2,2 (2900)	-1 volta (61%)
capacidade de refrigeração	(W)	637	788	24%
tx. transf. de calor no <i>gas cooler</i>	(W)	998	1008	1,0%
potência de compressão	(W)	608	574	-5,6%
COP	-	1,05	1,37	30%
vazão mássica	(kg/h)	21,6	18,3	-15%
pressão de descarga	(bar)	100,6	96,5	-4%
pressão de sucção	(bar)	26,5	26,3	-1%
perda de carga lado baixa pressão	(bar)	1,3	1,6	25%
perda de carga lado alta pressão	(bar)	1,6	1,2	-25%
temperatura de evaporação	(°C)	-8,5	-8,2	0,3°C
temperatura de sucção	(°C)	-1,9	29,5	31,4°C
temperatura de descarga	(°C)	85,9	108,3	22,4°C
superaq. útil (saída do evap.)	(°C)	4,5	3,6	-0,9°C
Superaq. sucção do compressor	(°C)	6,6	37,7	31,1°C
temp. entrada dispos. expansão	(°C)	37,9	16,4	-21,5°C
título na entrada do evaporador	-	0,48	0,21	-56%
diferença de pressão	(bar)	74,1	70,1	-4,0 bar
relação de pressão	-	3,8	3,7	-3,7%
eficiência global η_g	-	0,61	0,65	7%
eficiência volumétrica η_v	-	0,85	0,90	6%

(*) Tgc.H.in=32°C, Tgc.C.out=38°C, Tev.H.in=12°C, Tev.H.out=5°C

(#) o comprimento equivalente de tubo capilar é estimado através da eq. 4.12, pág. 127

A análise dos resultados obtidos indica que a pressão de descarga que maximiza o desempenho do sistema sem trocador de calor interno é superior a do sistema com o trocador. Neste último, a pressão de descarga ideal pode ser prevista através da correlação de Sarkar *et al.* (2004) (eq. 2.4, pág. 35). Entretanto, para o sistema sem o trocador de calor interno, não existe uma

correlação disponível. A Figura 5.46 mostra a pressão de descarga em função da temperatura na saída do *gas cooler* para as configurações sem e com trocador de calor interno. Pode-se perceber que os resultados experimentais da pressão de descarga ideal para o sistema com iHX coincidem satisfatoriamente com os valores estimados através do modelo matemático e pela correlação de Sarkar. No caso do sistema sem trocador de calor interno, utilizou-se os resultados experimentais e as estimativas do modelo matemático para estabelecer uma nova correlação, semelhante à de Sarkar, capaz de prever a pressão ideal de descarga. A eq.5.1 passa então a ser utilizada como referência nos ensaios subsequentes com sistemas sem trocador de calor interno.

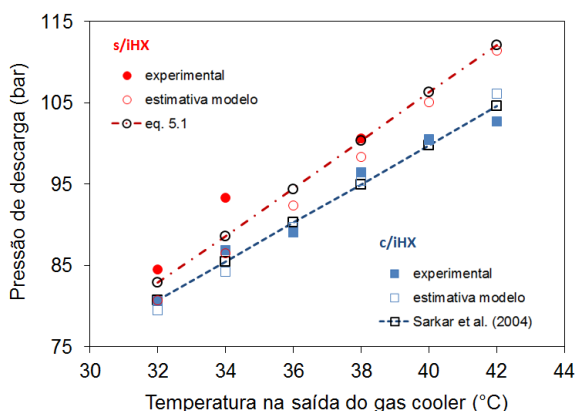


Figura 5.46 – Pressão de descarga vs. temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler* para as configurações sem e com trocador de calor interno

$$P_{ideal}^{s/iHX} = 5,6 + 1,981 \cdot T_{gc} - 0,043 \cdot T_{ev} + 0,0131 \cdot T_{gc}^2 \quad (\text{bar}) \quad 5.1$$

Desta análise, pode-se concluir que o trocador de calor interno melhora significativamente o desempenho de sistemas transcíticos de CO₂. Além disso, esse componente evita golpes de líquido no compressor. No entanto, deve-se garantir uma temperatura de descarga compatível com o óleo lubrificante para evitar sua degradação e o risco à integridade mecânica do compressor.

5.3 ARQUITETURAS ALTERNATIVAS E CONDIÇÕES VARIÁVEIS DE OPERAÇÃO

Os resultados discutidos anteriormente indicam que o sistema deve ser cuidadosamente ajustado de acordo com a condição de operação para operar de forma otimizada. Essencialmente, combinou-se a restrição do dispositivo de expansão com a carga de refrigerante de forma a obter um superaquecimento reduzido e uma pressão de descarga próxima à ideal.

Uma vez ajustado, qualquer mudança nas condições de operação provocará variações de desempenho. Cabe salientar que o impacto desta variação depende fundamentalmente da configuração adotada para o ciclo de refrigeração. Desta maneira, a busca por configurações de ciclo não deve visar tão somente o aumento da eficiência na condição de referência mas também garantir um bom desempenho em condições variáveis de operação quando o sistema opera fora da condição de projeto.

Os sistemas comerciais leves apresentam forte restrição de espaço físico para acomodação dos componentes. Além disso, esses sistemas devem ser de baixo custo e complexidade visando torná-lo comercialmente competitivo frente a outras tecnologias já existentes. Tendo em vista estas características, os ciclos de refrigeração que serão analisados a seguir contemplam apenas pequenas alterações em relação ao ciclo padrão. A busca por ganhos expressivos de desempenho através de modificações profundas no ciclo sem antes existir um completo entendimento dos aspectos fundamentais do sistema de CO₂ pode mascarar alternativas simples mas ainda viáveis de aplicação.

As análises a seguir visam comparar as diversas configurações sob condições variáveis de operação. Como referência, utiliza-se a condição de 32°C para a temperatura da água na entrada do *gas cooler* e 38°C para a temperatura do CO₂ na saída (approach de 6°C), condição esta usada como referência nas análises de otimização descritas nas seções anteriores.

Dois parâmetros com profundo efeito sobre a performance do sistema é a temperatura ambiente e a carga térmica. Para investigar o efeito da temperatura ambiente, variou-se a temperatura da água na entrada do *gas cooler* entre 26°C e 36°C enquanto a sua vazão é mantida constante e igual ao valor de referência. A temperatura do fluido secundário (*brine*) na entrada do evaporador foi mantida constante e igual em 12°C enquanto que a taxa de transferência de calor no evaporador foi mantida constante e igual à referência através do ajuste da vazão do *brine*. Por sua vez, o efeito da variação da carga térmica foi estudado através da variação da temperatura do *brine* na entrada do evaporador. Nesse caso, a vazão do *brine* assim como a

vazão e a temperatura de entrada da água no *gas cooler* foram mantidas constantes e iguais aos valores de referência.

5.3.1 Expansão fixa, expansão variável e controle da pressão de descarga

Inicialmente, serão comparados ciclos com expansão fixa (tubo capilar), expansão variável (válvula termostática) e com controle da pressão de descarga (dupla expansão).

O tubo capilar é frequentemente empregado em sistemas de refrigeração de pequena e média capacidade devido à sua simplicidade, baixo custo e benefícios operacionais como a fácil equalização de pressões. Entretanto, devido a geometria fixa, o tubo capilar não possui qualquer tipo de controle ativo, tornando o sistema susceptível à sua resposta às variações das condições de operação.

A Figura 5.47 representa o ciclo padrão de refrigeração adotando tubo capilar nas suas configurações (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno. Para simular seu comportamento, a bancada experimental é configurada mantendo a válvula <A> (Figura 3.1, pág. 81) ajustada e mantida fixa na posição definida nos ensaios de otimização. A válvula é mantida completamente aberta e a <C>, completamente fechada.

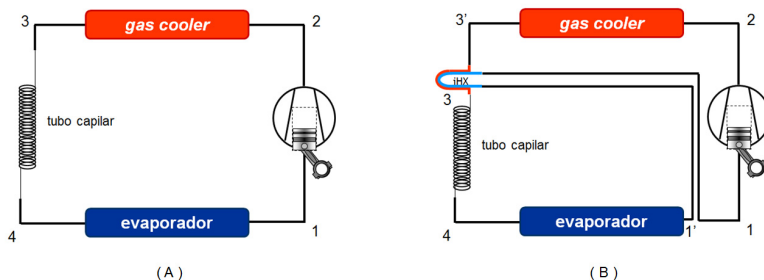


Figura 5.47 – Ciclo padrão de refrigeração com tubo capilar nas configurações (A) sem iHX e (B) com iHX

Uma análise qualitativa dos efeitos da temperatura ambiente sobre o ciclo em questão é ilustrada na Figura 5.48. O efeito direto do aumento da temperatura ambiente é o aumento da temperatura do CO_2 na saída do *gas cooler* já que a temperatura ambiente é um dos parâmetros que regula a taxa de transferência de calor neste trocador de calor. Percebe-se também o aumento do superaquecimento (ponto 1') devido à redução da vazão mássica

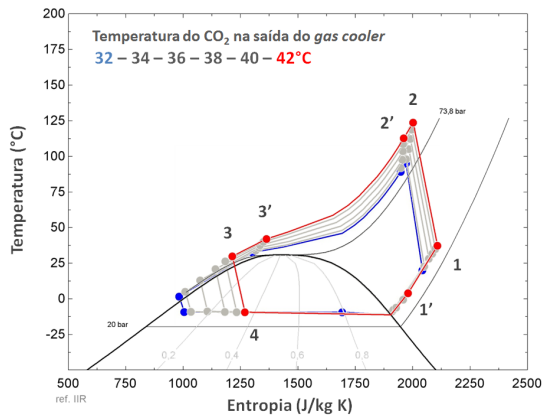
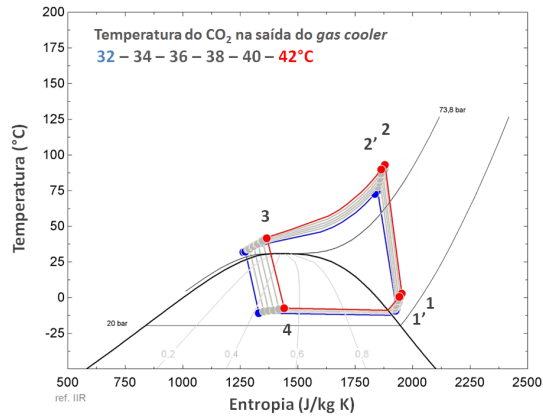


Figura 5.48 – Diagrama T-s para o sistema com tubo capilar (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno sob diversas temperaturas ambiente

em virtude do aumento da temperatura do fluido na entrada do dispositivo de expansão (ponto 3). O aumento da temperatura de sucção (ponto 1) repercute num aumento da temperatura de descarga (ponto 2).

A pressão de descarga aumenta em ambas as configurações e a de evaporação aumenta na configuração sem trocador de calor interno e permanece praticamente constante na configuração com trocador de calor interno. É interessante notar que sob baixas temperaturas ambientes a

temperatura na entrada do dispositivo de expansão (ponto 3) torna-se consideravelmente baixa na configuração com trocador de calor interno, podendo atingir temperaturas próximas de 0°C . Isso acontece porque a redução significativa do superaquecimento nesta condição força o avanço da frente de líquido do evaporador para o trocador de calor interno, intensificando a troca de calor neste componente.

O aumento do superaquecimento característico da aplicação de tubos capilares afeta a efetividade do evaporador já que parte da transferência de calor latente passa a ser sensível. Aprea and Mastrullo (2002) observaram que válvulas de expansão termostáticas oferecem ganhos significativos em relação ao tubo capilar em sistemas subcríticos com fluidos convencionais. Para estudar esse comportamento em sistemas transcíticos, emulou-se a lógica de operação da válvula termostática controlando manualmente a abertura da válvula micrométrica do dispositivo válvula-capilar (válvula <A>, Figura 3.1, pág. 81) visando manter o superaquecimento constante. A válvula é mantida completamente aberta e a <C>, completamente fechada.

A Figura 5.49 mostra os esquemas da arquitetura com válvula termostática nas configurações (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno e a Figura 5.50 ilustra os correspondentes diagramas T-s.

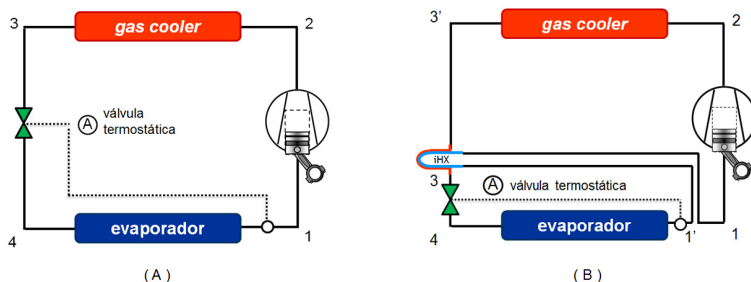


Figura 5.49 – Ciclo padrão com válvula termostática nas configurações (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

À medida que a temperatura ambiente aumenta a válvula atua aumentando sua área de passagem para produzir um aumento da vazão mássica de refrigerante e conter a tendência de aumento do superaquecimento (ponto 1'). O superaquecimento constante aliado à redução da restrição do dispositivo de expansão provocam a redução da temperatura de descarga (ponto 2) no sistema sem trocador de calor interno e um pequeno aumento na configuração com trocador de calor interno. Chama a atenção o fato da pressão de descarga no sistema sem trocador de calor

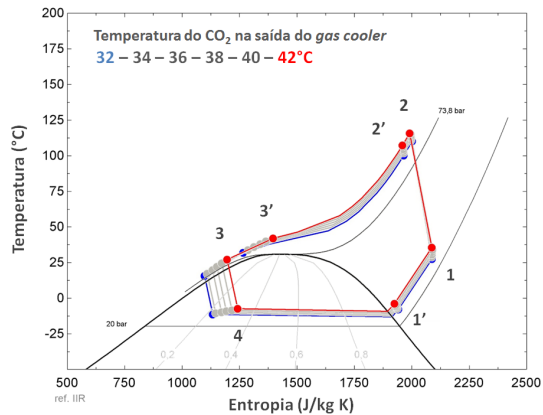
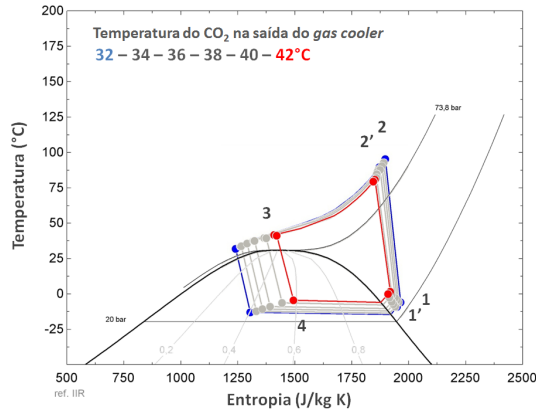


Figura 5.50 – Diagrama T-s para o sistema com válvula termostática (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno sob condições variáveis de temperatura ambiente

interno diminuir com a temperatura de saída do *gas cooler*, um efeito oposto ao que a teoria informa como ideal (pressão de descarga é proporcional à temperatura de saída do *gas cooler*) e ao observado no sistema com tubo capilar. Percebe-se também uma significativa variação da pressão de evaporação (ponto 4).

Nos sistemas subcríticos convencionais o dispositivo de expansão não é capaz de atuar ativamente sobre as pressões do sistema, reguladas fundamentalmente pelas trocas de calor nos trocadores. A ausência da

condição bifásica no lado de alta do ciclo transcrito torna a pressão de descarga fortemente vinculada à massa de refrigerante contida no lado de alta do sistema e portanto susceptível à lógica de operação do dispositivo de expansão visto que este interfere na distribuição de massa entre os lados de alta e baixa pressão. Por esta razão, sistemas ativos de controle podem ser implementados nos sistemas transcritos de forma a ajustar a pressão de descarga ao seu valor ideal.

O sistema com dupla expansão ilustrado na Figura 5.51 permite o ajuste da pressão de descarga através da válvula de controle que se soma à válvula termostática <A> responsável pelo controle do superaquecimento. Entre elas existe um reservatório intermediário que acomoda um certo volume de refrigerante (Cabello *et al.*, 2011). No aparato experimental (Figura 3.1, pág. 81), esta configuração é simulada através de ajustes sucessivos da válvula <A>, para manter o superaquecimento constante e da válvula para controlar a pressão de descarga. A válvula <C> é mantida fechada.

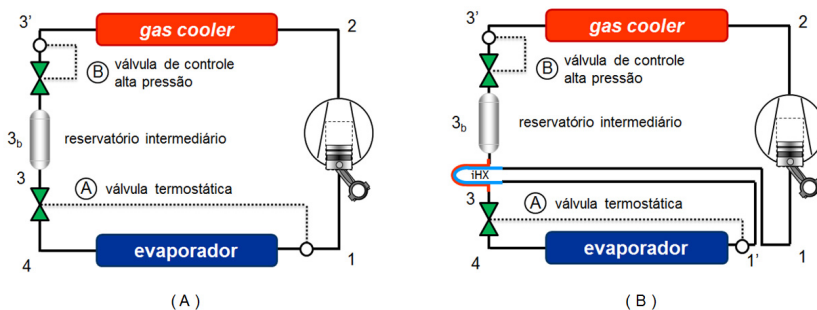


Figura 5.51 – Ciclo de refrigeração com dupla expansão nas configurações (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

A Figura 5.52 mostra os diagramas T-s correspondentes. Neste caso, tanto o superaquecimento (ponto 1') como a pressão de descarga são ajustados em valores ideais evitando, assim, as deficiências do tubo capilar no que se refere ao superaquecimento e da válvula termostática no que se refere à pressão de descarga.

Deve-se apontar que durante os ensaios com trocador de calor interno, ocorreram fortes instabilidades que exigiram a ação frequente das válvulas para estabilizar a bancada experimental. Tal comportamento deve-se a condensação de parte do vapor contido no reservatório e que induz variações na pressão intermediária.

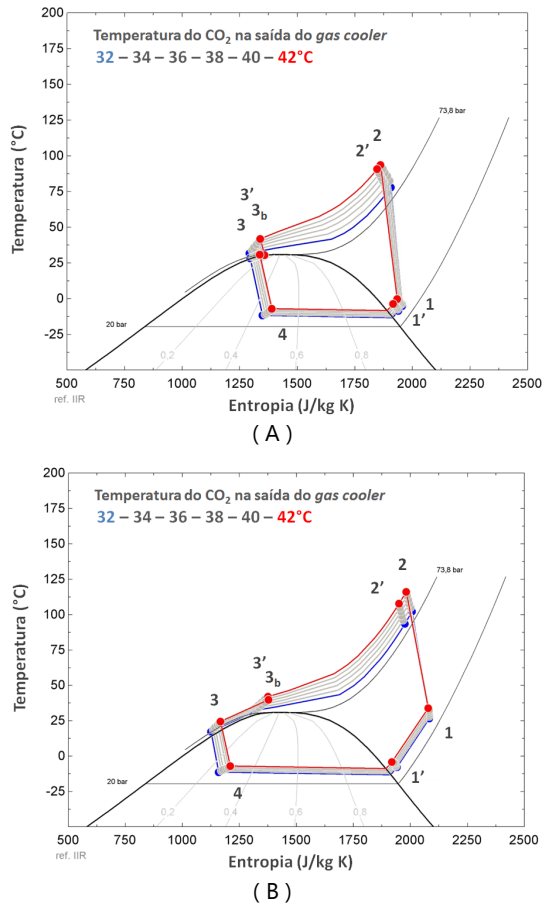
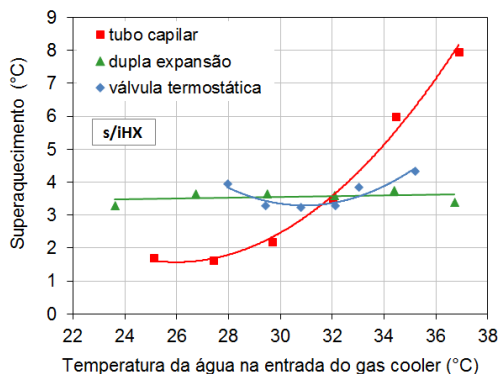


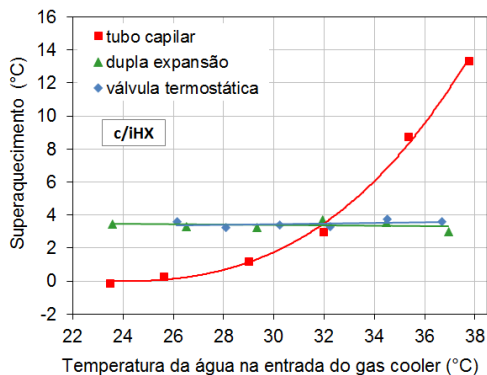
Figura 5.52 – Sistema com dupla expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno para diversas temperaturas ambiente

As análises anteriores mostraram que a temperatura ambiente afeta tanto o efeito refrigerante específico ($h_{1'} - h_4$) como o trabalho específico de compressão ($h_2 - h_{1'}$).

A redução do efeito refrigerante específico somado ao fato da taxa de transferência de calor no evaporador ser mantida constante faz com que o superaquecimento sofra uma tendência de aumento quando a temperatura ambiente aumenta. A Figura 5.53 mostra o superaquecimento em função da temperatura de entrada da água no *gas cooler* – equivalente a temperatura



(A)



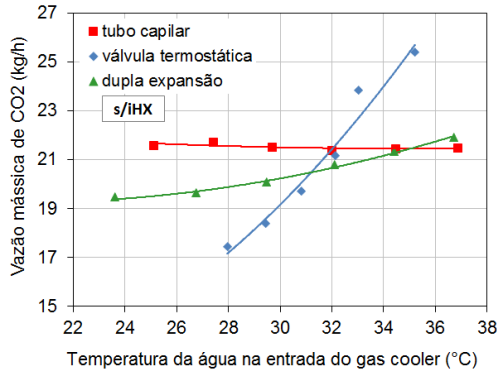
(B)

Figura 5.53 - Superaquecimento vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

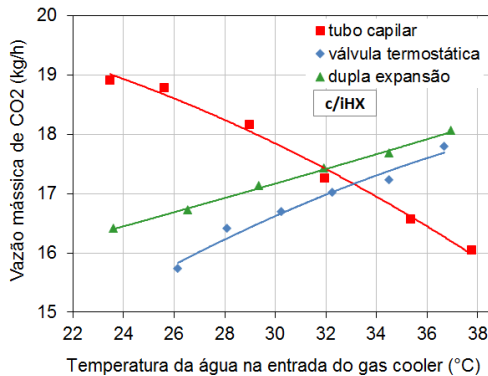
ambiente – para os três processos de expansão considerados e para os ciclos (A) sem e (B) com trocador de calor interno.

Pode-se perceber que, independentemente da presença de trocador de calor interno, as configurações com válvula termostática e com dupla expansão mantêm o superaquecimento próximo do valor de referência de 3,5°C enquanto que o tubo capilar produz uma variação no superaquecimento de cerca de 6°C para o ciclo sem trocador de calor interno e de 14°C para o ciclo com trocador de calor interno na faixa de temperatura considerada. O

controle do superaquecimento é feito a partir do controle da abertura da válvula <A> (Figura 5.49 e Figura 5.51). Nestes casos, quando a temperatura da água aumenta, a válvula abre para aumentar a vazão mássica de refrigerante (Figura 5.54) e assim conter o aumento do superaquecimento.



(A)



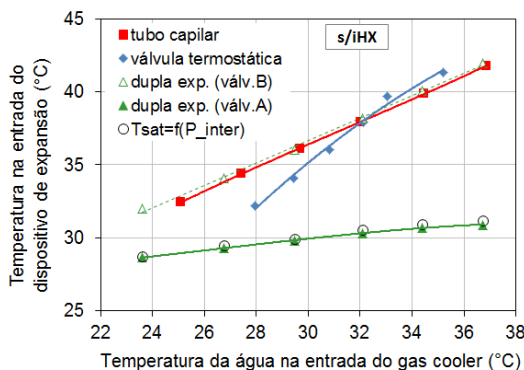
(B)

Figura 5.54 – Vazão mássica vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

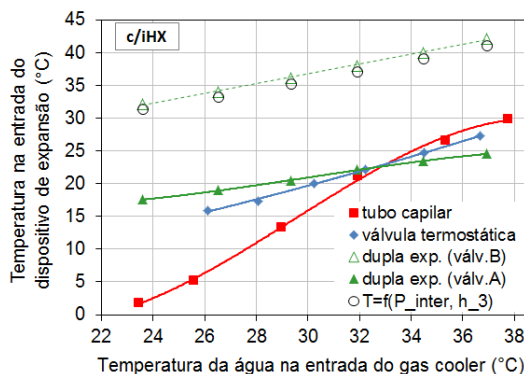
O tubo capilar, por ser um dispositivo de expansão com geometria fixa, é incapaz de atuar ativamente sobre a vazão o que se reflete no aumento observado no superaquecimento. Enquanto as configurações com válvula termostática e dupla expansão geram respectivamente aumento na vazão de

45% e 12% para a configuração sem trocador de calor interno e 13% e 10% para a configuração com trocador de calor interno, o tubo capilar produz reduções de 0,4% e 15%.

A restrição imposta pelo tubo capilar depende fortemente da temperatura do fluido refrigerante na entrada. A Figura 5.55 mostra que a temperatura do CO₂ na entrada do dispositivo de expansão aumenta com o aumento da temperatura da água. Isso explica a redução da vazão mássica do sistema com tubo capilar ilustrado na Figura 5.54. A variação mais intensa da temperatura na entrada do capilar no sistema com trocador de calor interno



(A)



(B)

Figura 5.55 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes lógicas de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

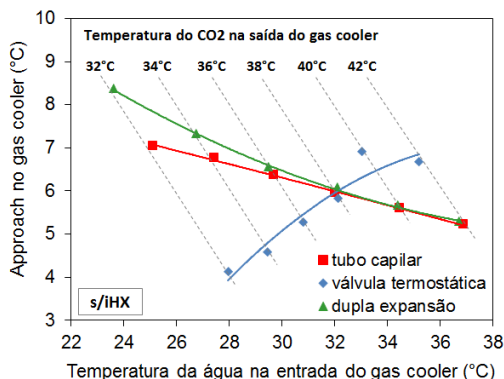
(Figura 5.55) repercute na maior variação de vazão (Figura 5.54) e, portanto, na maior variação do superaquecimento (Figura 5.53).

No caso da configuração com dupla expansão sem trocador de calor interno (Figura 5.55-A), o fluido proveniente do *gas cooler* atinge o primeiro estágio de expansão responsável pelo ajuste da pressão de descarga (válvula na Figura 5.51) com temperaturas similares às das demais configurações. A pré-expansão produzida nesta primeira válvula faz com que o fluido atinja a condição de saturação na entrada da válvula de expansão (válvula <A> na Figura 5.51), conforme indicado pela coincidência entre os valores de temperatura medida e de saturação calculada em função da pressão intermediária (no reservatório). Já na configuração com trocador de calor interno (Figura 5.55-B), o fluido sofre uma leve expansão na válvula e, a seguir, é sub-resfriado pelo trocador de calor interno, conforme identificado pela diferença entre a temperatura medida na entrada da válvula <A> e a calculada a partir da pressão intermediária.

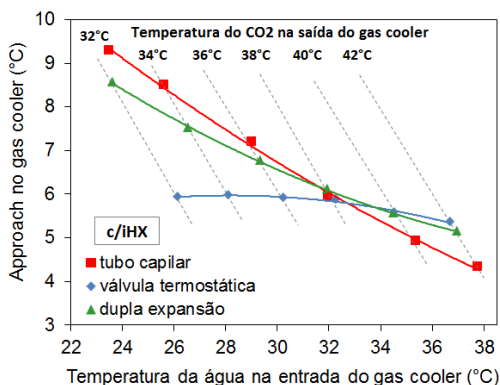
É importante lembrar que a temperatura na entrada do dispositivo de expansão em conjunto com a pressão de descarga definem o título na entrada do evaporador influenciando o efeito refrigerante específico e o desempenho do sistema. A temperatura na entrada do dispositivo de expansão é definida pela temperatura na saída do *gas cooler* e pela efetividade de troca de calor no trocador de calor interno, nas configurações que o possuem.

O processo de expansão adotado interfere na temperatura na saída do *gas cooler* através de seu efeito tanto sobre a vazão mássica de refrigerante como sobre a temperatura de descarga do compressor. Como ilustrado na Figura 5.54-A, a adoção de uma válvula termostática, por exemplo, gera maiores vazões de refrigerante e consequentemente maior *approach* (Figura 5.56) quando a temperatura de entrada da água no *gas cooler* é superior ao valor de referência de 32°C. O contrário ocorre em temperaturas inferiores a 32°C.

Outro ponto que merece ser destacado é o avanço da frente de líquido no evaporador quando a temperatura de entrada da água no *gas cooler* é inferior ao valor de referência, 32°C. Conforme ilustrado na Figura 5.55-B, a frente de líquido atinge o trocador de calor interno aumentando a sua efetividade e diminuindo significativamente a temperatura da entrada do tubo capilar. A interação entre o tubo capilar e o trocador de calor interno estabelece um importante mecanismo de ajuste que afeta não só a temperatura na entrada do dispositivo de expansão mas também diversos outros parâmetros do sistema. Uma vez que as configurações com válvula termostática e dupla expansão mantém o superaquecimento constante, a efetividade do trocador de calor interno não varia e, portanto, a variação da



(A)



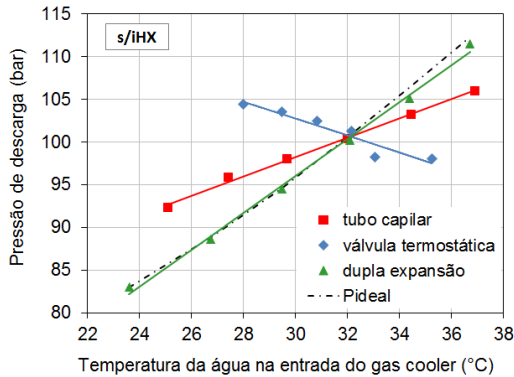
(B)

Figura 5.56 – Approach no *gas cooler* vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

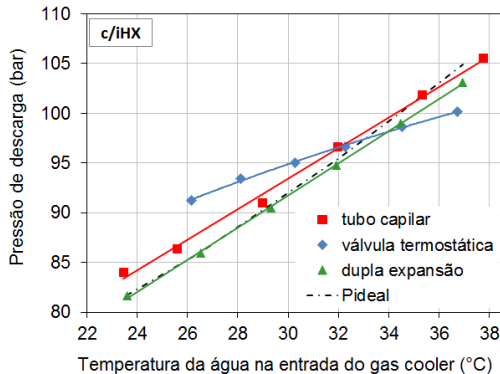
temperatura na entrada do dispositivo de expansão reflete simplesmente a variação do *approach* no *gas cooler*.

A operação do sistema com a pressão de descarga próxima à ideal garante o melhor compromisso entre o efeito refrigerante específico e o trabalho de compressão específico. A Figura 5.57 mostra o comportamento da pressão de descarga em função da temperatura de entrada da água no *gas cooler* para as três configurações consideradas. A pressão de descarga ideal, estimada com base na temperatura de saída do CO₂ do *gas cooler* e na

temperatura de evaporação (eq.2.4 e eq.5.1), é também ilustrada na figura. A análise das configurações sem trocador de calor interno (A) indica que, para temperaturas superiores à referência 32°C, a válvula termostática opera com pressões de descarga inferiores à ideal devido ao aumento da área de passagem para controlar o superaquecimento. Um comportamento contrário é observado em temperaturas inferiores a 32°C quando a válvula termostática fecha para evitar a sobrealimentação do evaporador, o que eleva a pressão de descarga a valores superiores à ideal.



(A)



(B)

Figura 5.57 – Pressão de descarga vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes lógicas de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

Nota-se que a configuração com o tubo capilar apresenta um comportamento mais favorável, com pressões de descarga próximas aos valores ideais. Neste caso, a variação da pressão de descarga deve-se ao efeito da temperatura sobre o volume específico do fluido supercrítico contido no lado de alta pressão, bem como descrito na Figura 2.35, pág.36. Nota-se ainda que a configuração com dupla expansão consegue reproduzir o comportamento da pressão de descarga ideal através de ajustes na válvula .

Ao analisar o comportamento das configurações com trocador de calor interno (Figura 5.57-B), percebe-se que a configuração com válvula termostática apresenta pressões de descarga mais próximas dos valores ideais. Percebe-se também que a configuração com tubo capilar praticamente reproduz as pressões ideais. Nesse caso, quando a temperatura da água torna-se superior à 32°C o superaquecimento aumenta, a efetividade do trocador de calor interno diminui, a temperatura do CO₂ na entrada do tubo capilar aumenta, a restrição ao escoamento do tubo capilar aumenta e, consequentemente, a pressão de descarga aumenta. O contrário acontece quando a temperatura da água torna-se inferior ao valor de referência.

As tabelas 5.4 e 5.5 resumem os valores de pressão de descarga obtidos com as configurações avaliadas e as comparam com os valores ideais calculados em função da temperatura de saída do *gas cooler*. Percebe-se que sem a utilização do trocador de calor interno, as configurações com capilar, válvula termostática e dupla expansão apresentam desvios máximos em relação aos valores ideais de respectivamente 10,7%, 25,3% e 1,4%. Nas configurações com trocador de calor interno, tais diferenças passam para 1,5%, 11,9% e 1,7%.

Tabela 5.4 - Pressão de descarga experimental, ideal e desvio percentual vs. temperatura de saída do *gas cooler* na configuração sem trocador de calor interno

Saída do <i>gas cooler</i> °C	Pressão ideal bar	Tubo Capilar		Válvula termostática		Dupla expansão	
		bar	%	bar	%	bar	%
32	83	92,3	10,7	104,3	25,3	82,9	-0,1
34	88	95,8	7,3	103,5	16,6	88,5	-0,3
36	94	98,0	3,5	102,4	8,1	94,4	-0,1
38 (ref.)	100	100,3	0,1	101,2	1,0	100,1	-0,7
40	106	103,2	-2,8	98,1	-7,3	105,1	-1,4
42	112	105,9	-5,6	97,9	-12,4	111,4	-1,2

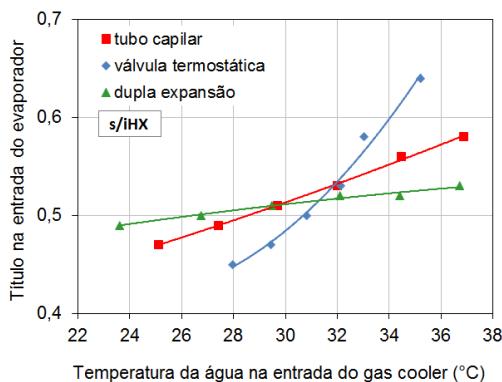
Tabela 5.5 - Pressão de descarga experimental, ideal e desvio percentual vs. temperatura de saída do *gas cooler* na configuração com trocador de calor interno

Saída do <i>gas cooler</i>	Pressão ideal	Tubo Capilar		Válvula termostática		Dupla expansão	
	°C	bar	bar %	bar	%	bar	%
	32	81	84,0 1,5	91,2	11,9	81,6	0,0
	34	86	86,4 0,5	93,4	8,5	86,0	-0,2
	36	91	91,0 0,1	95,0	4,5	90,5	-0,5
	38 (ref.)	95	96,6 1,5	96,6	1,1	94,8	-0,6
	40	100	101,8 0,9	98,6	-1,6	99,0	-1,1
	42	104	105,5 0,2	100,1	-4,6	103,1	-1,7

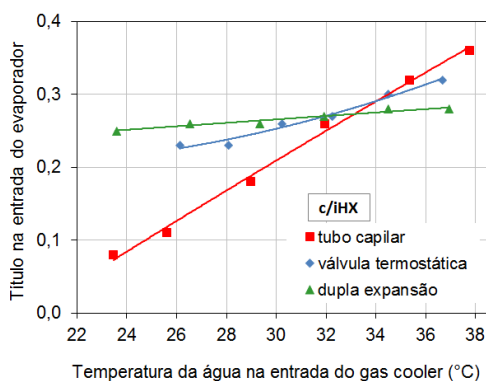
Como já mencionado, a pressão de descarga e a temperatura do fluido na entrada do dispositivo de expansão estabelecem o título na entrada do evaporador e, portanto, o efeito refrigerante específico. Variações na pressão de descarga também afetam a potência de compressão do sistema. O balanço entre esses efeitos estabelece o coeficiente de performance da instalação.

A Figura 5.58 mostra que, independentemente da configuração, o título na entrada do evaporador aumenta com o aumento da temperatura da água devido ao aumento da temperatura na entrada do dispositivo de expansão (Figura 5.55). Convém destacar os elevados valores de título obtidos pela configuração com válvula termostática e sem trocador de calor interno (A) e, do contrário, os valores extremamente baixos de título produzidos pela configuração com tubo capilar e com trocador de calor interno (B). No primeiro caso, o comportamento deve-se ao afastamento da pressão de descarga em relação ao valor ideal (Figura 5.57-A) como o aumento da temperatura na entrada do dispositivo de expansão (Figura 5.55-A). Por sua vez, os reduzidos valores de título produzidos na configuração com tubo capilar resultam das temperaturas extremamente baixas obtidas na entrada deste dispositivo (Figura 5.55-B).

A potência de compressão, por sua vez, aumenta continuamente com a temperatura da água (Figura 5.59) devido ao aumento da vazão mássica (Figura 5.54) e/ou da pressão de descarga (Figura 5.57). A maior variação de potência apresentada pela configuração dupla expansão é resultado do aumento tanto da vazão mássica como da pressão de descarga. Por sua vez, a menor variação apresentada pela válvula termostática reflete a redução da pressão de descarga com o aumento da temperatura da água na entrada do *gas cooler*.



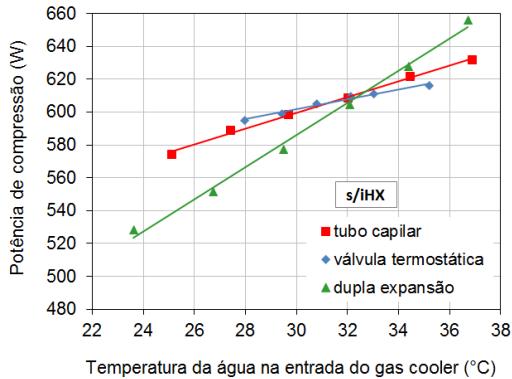
(A)



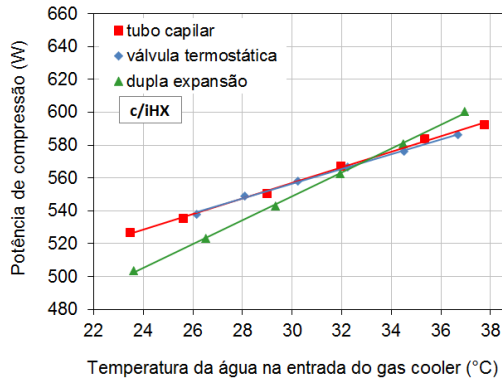
(B)

Figura 5.58 – Título na entrada do evaporador vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

Outro parâmetro que merece atenção é a temperatura de descarga do compressor (Figura 5.60) que depende da pressão de descarga e do grau de superaquecimento no evaporador (vide as Figuras 5.53 e 5.57). A válvula termostática destaca-se entre as configurações sem trocador de calor interno (Figura 5.60-A) por apresentar uma redução de temperatura de descarga com o aumento temperatura da água. Tal comportamento ocorre devido a redução da pressão de descarga. É importante perceber que o limite operacional deste sistema será atingido em condições de baixa temperatura ambiente e não ao contrário como a lógica sugere. Por sua vez, a configuração com tubo capilar



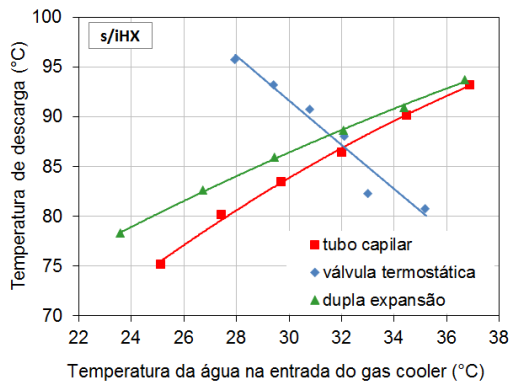
(A)



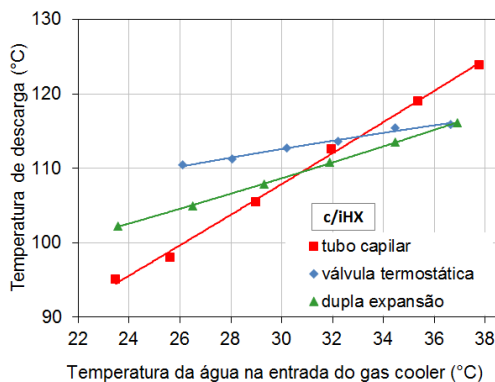
(B)

Figura 5.59 – Potência de compressão vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

e trocador de calor interno (B) destaca-se pela grande variação da temperatura de descarga a medida que a temperatura da água aumenta em virtude do efeito combinado do aumento da pressão de descarga e do superaquecimento. Neste caso, deve-se perceber que o limite de temperatura para uma operação segura do compressor pode ser atingido ainda sob temperaturas ambiente relativamente baixas já que à 38°C a configuração já apresenta valores da ordem dos 125°C.



(A)

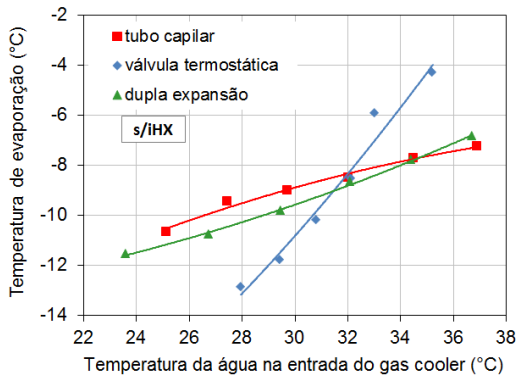


(B)

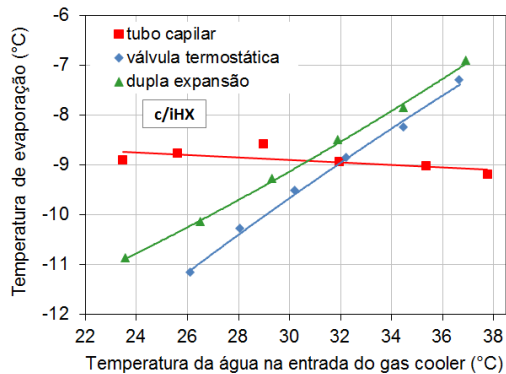
Figura 5.60 – Temperatura de descarga vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

A Figura 5.61 ilustra o efeito da temperatura da água no *gas cooler* sobre a temperatura de evaporação, para cada uma das configurações consideradas. Observa-se que a configuração com válvula termostática e sem trocador de calor interno gera uma variação expressiva de temperatura de evaporação (de -13°C a -4°C) em decorrência da variação da área de passagem para manter o superaquecimento constante. Observa-se também que a configuração com dupla expansão gera uma menor variação da temperatura de evaporação (-11°C a -7°C) devido a existência da válvula de

controle da pressão de descarga que age de forma complementar à ação da válvula de expansão.



(A)

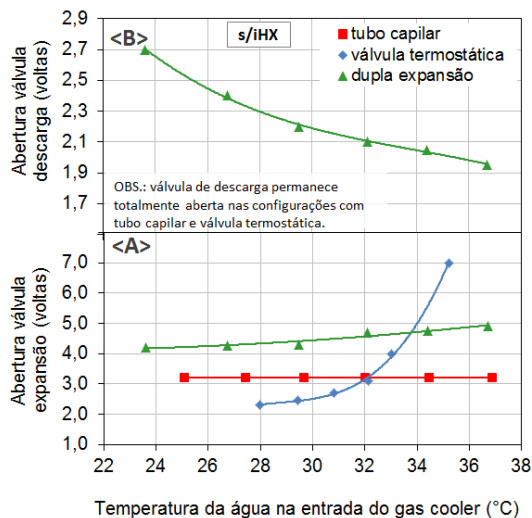


(B)

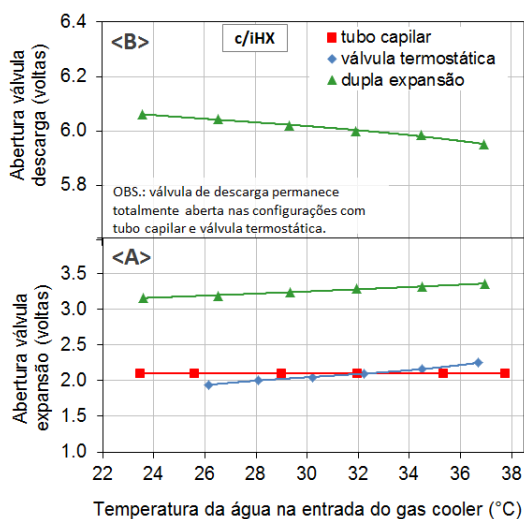
Figura 5.61 – Temperatura de evaporação vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

A Figura 5.62-A ilustra os ajustes nas válvulas em função da temperatura de entrada da água no *gas cooler* dos sistemas sem trocador de calor interno, indicando que enquanto a válvula termostática exige uma variação de 5 volts no vernier (válvula <A>) para promover o controle do superaquecimento, a configuração com dupla expansão exige apenas uma

volta para cumprir uma faixa de variação de temperatura de entrada da água inclusive mais ampla.



(A)



(B)

Figura 5.62 – Ajuste das válvulas de expansão e controle da pressão de descarga vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

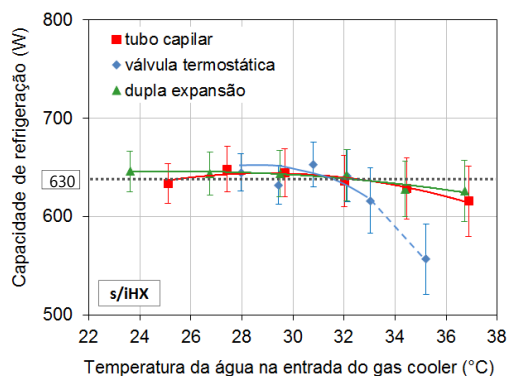
No caso da configuração com dupla expansão, a válvula age de forma complementar variando 0,8 volta do vernier a fim de controlar a pressão de descarga. Assim, quando a temperatura da água é inferior à de referência 32°C, a configuração com dupla expansão garante uma menor restrição na sequência de expansões que proporciona tanto uma temperatura de evaporação mais alta como uma pressão de descarga mais baixa no sistema em relação à válvula termostática. O contrário ocorre nas condições de temperatura superior à referência 32°C.

A presença do trocador de calor interno proporciona uma redução na amplitude de variação da temperatura de evaporação (Figura 5.61-B) com destaque para a configuração com tubo capilar que apresenta uma variação praticamente nula. A presença do trocador de calor interno também influencia o comportamento das válvulas de expansão que sofrem significativa redução da amplitude de ajuste (Figura 5.62-B).

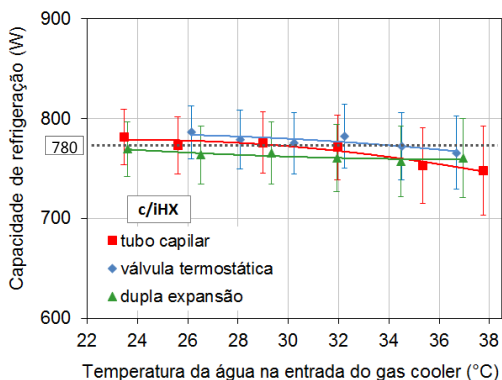
Como forma de estabelecer a mesma referência entre os ensaios e garantir a comparação entre as configurações, convencionou-se manter a capacidade de refrigeração constante. A Figura 5.63 mostra os resultados de capacidade de refrigeração obtidos nos ensaios para as configurações analisadas junto com as barras de incerteza estimada. Observa-se que a capacidade de refrigeração foi mantida em aproximadamente 630W nas configurações sem trocador de calor interno (A) e 780W nas configurações com trocador de calor interno (B), valores estes definidos nos testes preliminares de otimização dos sistemas (Tabela 5.3, pág.193). É importante notar que a configuração com válvula termostática e sem trocador de calor interno não consegue manter a capacidade de refrigeração de referência em temperaturas elevadas devido ao aumento excessivo da temperatura de evaporação (Figura 5.61-A).

Finalmente, o efeito da temperatura da água na entrada do *gas cooler* sobre o coeficiente de performance (COP) é ilustrado na Figura 5.64. Como esperado, o COP diminui com a elevação da temperatura da água em decorrência da elevação da potência de compressão.

Observa-se que a configuração dupla expansão produz COPs superiores em até 11% às demais configuração quando a temperatura da água é inferior a 32°C e sem trocador de calor interno (Figura 5.64-A). Acima da temperatura de referência os COPs das configurações dupla expansão e tubo capilar são praticamente equivalentes. A degeneração do COP da configuração com válvula termostática em temperaturas elevadas deve-se à incapacidade de manter a capacidade de refrigeração, como já comentado anteriormente.



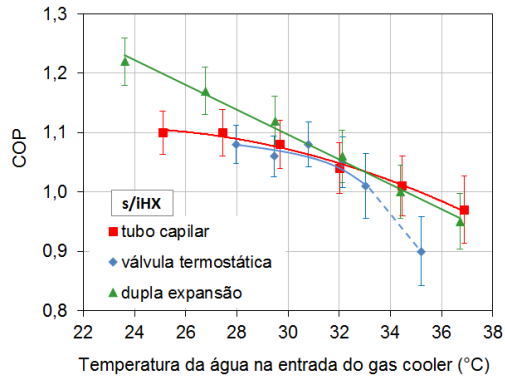
(A)



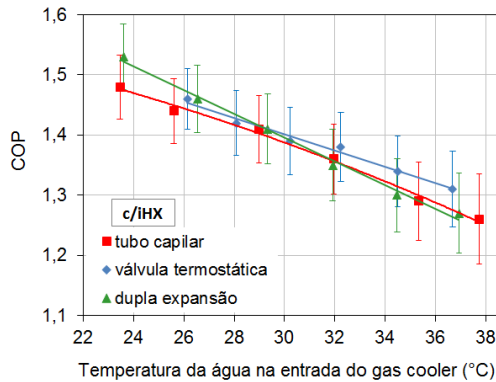
(B)

Figura 5.63 – Capacidade de refrigeração vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

Observa-se também que a introdução de um trocador de calor interno praticamente elimina a diferença de COP entre as configurações analisadas (Figura 5.64-B). Nesse caso, os efeitos negativos do superaquecimento sobre o COP do sistema com tubo capilar são compensados pelo melhor ajuste da pressão de descarga em relação ao sistema com válvula termostática.



(A)



(B)

Figura 5.64 – Coeficiente de performance vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para diferentes processos de expansão (A) sem trocador de calor interno e (B) com trocador de calor interno

A Figura 5.65 mostra o efeito da carga térmica sobre o superaquecimento. Nesse caso, a carga térmica foi variada através da variação da temperatura do *brine* na entrada do evaporador (equivalente à variação da temperatura do ar de retorno do gabinete Figura 5.1, pág. 164) enquanto as demais condições foram mantidas constantes e iguais aos valores de referência, a 32°C. Observa-se que as configurações com dupla expansão e válvula termostática mantêm o superaquecimento no valor estabelecido (3,5°C), enquanto que o tubo capilar impõe superaquecimentos de até 25°C.

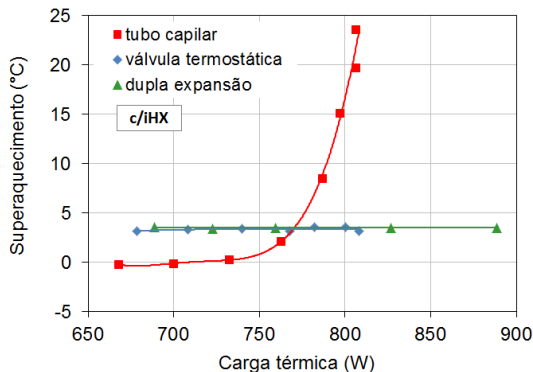


Figura 5.65 – Superaquecimento vs. carga térmica para diferentes processos de expansão

A pressão de descarga é também afetada pela carga térmica conforme ilustrado na Figura 5.66. Nota-se que o aumento da carga térmica aumenta a pressão de descarga da configuração com tubo capilar que se deve ao aumento do superaquecimento que afeta a efetividade do trocador de calor interno e que, por sua vez, aumenta a temperatura na entrada do dispositivo de expansão que se traduz num aumento da restrição ao escoamento. A configuração com válvula termostática apresenta um comportamento contrário em relação à pressão de descarga, decrescendo com a carga térmica devido à redução da restrição ao escoamento (aumento da área de passagem) para evitar a elevação do superaquecimento. Nota-se ainda que a configuração com dupla expansão gera, como esperado, pressões de descarga bastante próximas dos valores ideais o que não ocorre com as demais configurações que apresentam, inclusive, tendências contrárias.

Os comportamentos distintos em relação ao superaquecimento e à pressão de descarga se compensam e proporcionam COPs similares na faixa de capacidade de refrigeração avaliada, como indica Figura 5.67.

A equivalência no desempenho entre as configurações com tubo capilar e válvula termostática ocorre independentemente da temperatura ambiente, conforme mostra a Figura 5.68 que relaciona o COP com a carga térmica para as diferentes configurações e temperatura de entrada da água no *gas cooler*.

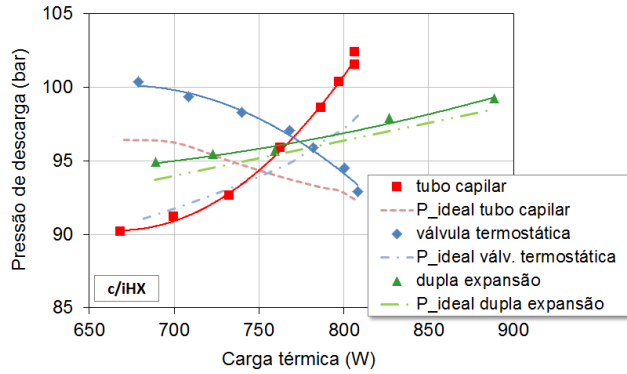


Figura 5.66 – Pressão de descarga vs. carga térmica e lógicas de expansão

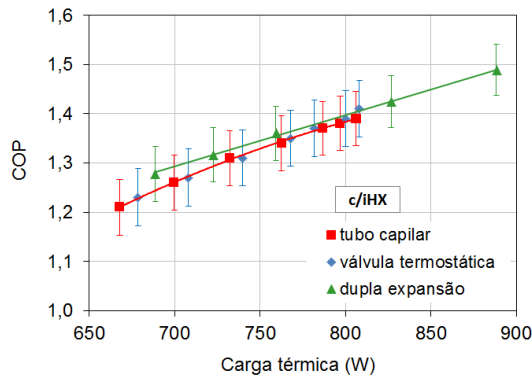


Figura 5.67 – COP vs. carga térmica para diferentes lógicas de expansão

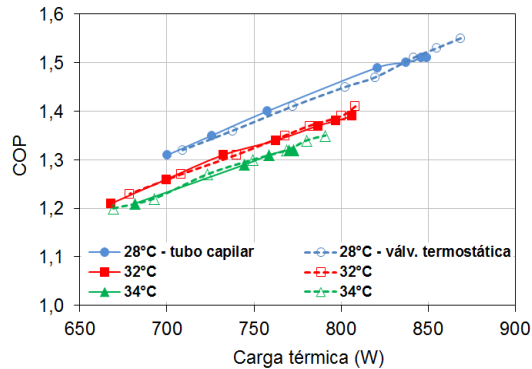


Figura 5.68 – COP vs. carga térmica e temperatura de entrada da água para diferentes lógicas de expansão

5.3.2 Extração de vapor

As análises anteriores mostraram que o trocador de calor interno aumenta significativamente o desempenho do sistema. No entanto, esse componente também aumenta a temperatura de descarga o que pode comprometer a integridade do compressor.

Para tentar contornar os efeitos negativos mantendo os benefícios do trocador de calor interno, investigou-se as características do ciclo com extração de vapor (Figura 5.69) que consiste na extração e compressão do primeiro estágio de expansão (válvula). Nesta nova configuração, um canal de extração de vapor interliga o reservatório intermediário à sucção do compressor e uma válvula <C> controla a pressão do reservatório. A condição de equilíbrio bifásico estabelecida no reservatório intermediário permite o aumento do efeito refrigerante específico através da expansão do líquido sub-resfriado em 3. O vapor extraído do reservatório intermediário (ponto 3v) é expandido pela válvula <C> até a pressão de evaporação (ponto 4') proporcionando o resfriamento do vapor superaquecido na entrada do compressor (ponto 1) e com efeito sobre a temperatura de descarga (ponto 2). O inconveniente desta configuração é que o vapor extraído não é mais capaz de produzir frio ao mesmo tempo em que representa uma massa extra a ser comprimida ao reservatório de alta pressão.

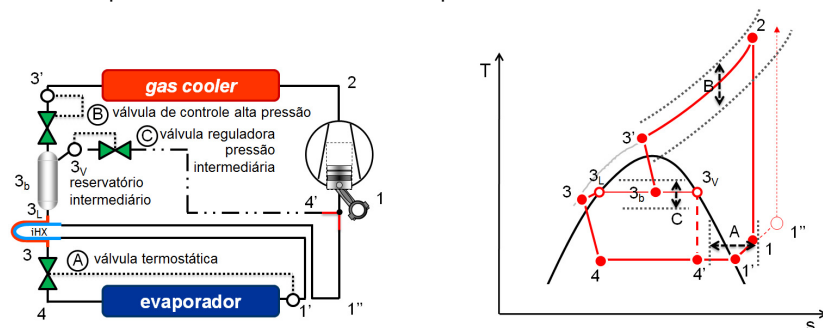


Figura 5.69 – Ciclo de extração de vapor com controle simultâneo do superaquecimento, da pressão de descarga e da pressão intermediária

Nesta avaliação, o aparato experimental é configurado de forma que a válvula <A> (Figura 3.1, pág. 81) controla o superaquecimento; a válvula , a pressão de descarga e a válvula <C>, a pressão intermediária no reservatório.

O efeito da remoção de vapor foi investigado mantendo-se a temperatura na saída do *gas cooler* em 38°C, a pressão ideal próxima do valor

ideal, o superaquecimento em 3,5°C e a temperatura do *brine* na entrada e na saída do evaporador respectivamente em 12°C e 5°C.

A Figura 5.70 mostra os diagramas P-h para três níveis distintos de extração de vapor do reservatório (A, B e C) correspondentes a 2,5; 6,5 e 12 voltas de abertura da válvula micrométrica. A medida que a válvula abre, vapor é extraído do reservatório o que diminui a pressão intermediária e aumenta o efeito refrigerante específico ($h_1 - h_4$). O vapor extraído e expandido (4') garante a redução da temperatura na sucção do compressor (1) e, consequentemente, da temperatura de descarga (2). A Figura 5.71 mostra o efeito da pressão intermediária sobre a temperatura na sucção e na descarga do compressor. Observa-se que, a medida que a pressão intermediária diminui em virtude do aumento da extração de vapor (abertura da válvula de 0 até 12 voltas), a temperatura de sucção reduz de 29°C para 2,5°C e a de descarga, de 115°C para 95°C. Dessa forma, como já comentado, esta nova arquitetura de ciclo oferece o potencial de combater uma das principais desvantagens da configuração com trocador de calor interno que é a elevação da temperatura de descarga.

O resfriamento do vapor na entrada do compressor também reduz o volume específico o que aumenta a vazão mássica de refrigerante. A Figura 5.72 mostra que a vazão mássica deslocada pelo compressor aumenta em cerca de 29% quando a pressão intermediária reduz de 75bar (válvula totalmente fechada) para 40bar (válvula totalmente aberta). Percebe-se também que a vazão mássica através do evaporador decresce em até 34% devido ao aumento da massa removida do reservatório intermediário. Deve-se mencionar que apenas a vazão mássica total foi efetivamente medida, sendo as demais estimadas por balanços de energia.

A capacidade de refrigeração fica portanto susceptível a dois efeitos contrários: o aumento do efeito refrigerante específico e a redução da vazão mássica de refrigerante através do evaporador. A Figura 5.73 mostra uma redução de 10% da capacidade de refrigeração o que significa que o efeito da redução da vazão mássica supera o efeito do aumento do efeito refrigerante específico.

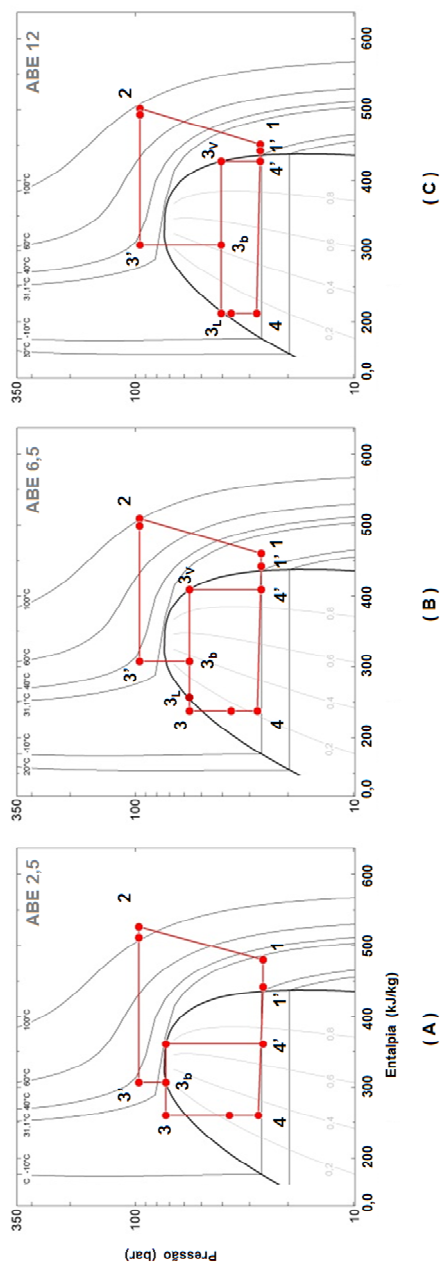


Figura 5.70 - Diagramas P-h para três aberturas (2,5; 6,5 e 12 volts) e pressões intermediárias distintas

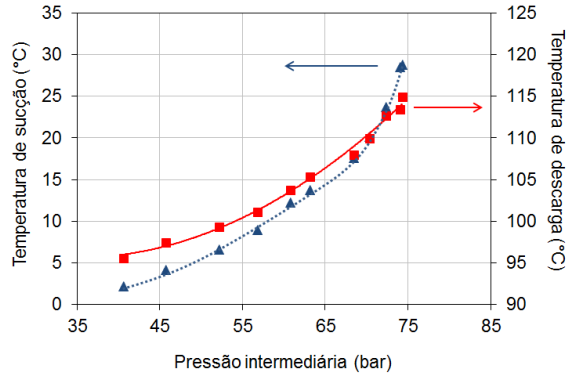


Figura 5.71 - Temperaturas de sucção e descarga vs. pressão intermediária

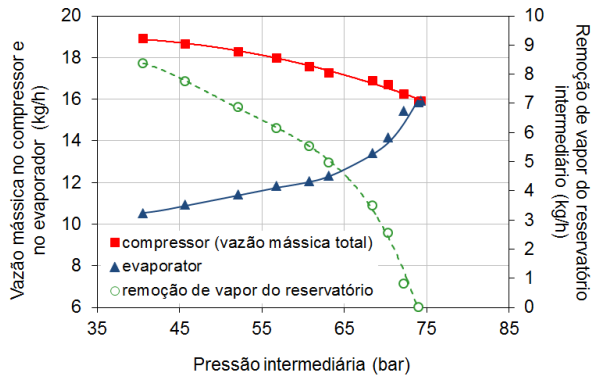


Figura 5.72 - Vazão mássica vs. pressão intermediária

Da mesma maneira, a potência de compressão também fica susceptível a dois efeitos opostos: a redução do trabalho específico de compressão e o aumento da vazão mássica deslocada. Conforme ilustrado na Figura 5.73, o efeito do aumento da vazão mássica é dominante, impondo um aumento de 3% na potência de compressão. Os efeitos negativos sobre a capacidade de refrigeração e a potência de compressão se traduzem numa redução de 13% no coeficiente de performance como ilustrado na Figura 5.73.

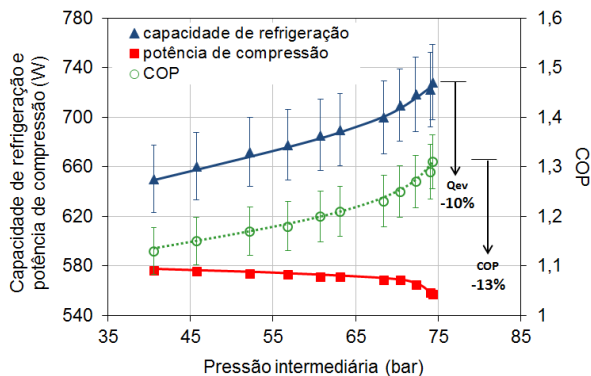


Figura 5.73 - Capacidade de refrigeração, potência de compressão e COP vs. pressão intermediária

Tais conclusões podem ser estendidas para outras temperaturas na saída do *gas cooler* (34°C, 38°C e 40°C). Em todos os casos, percebe-se a redução gradual da temperatura de descarga (Figura 5.74) e a penalização do COP (Figura 5.75) a medida que aumenta a taxa de remoção de vapor do reservatório intermediário.

Cabe salientar que esta configuração foi também avaliada por Sanches *et al.* (2012) que observaram ganhos da ordem de 5% na capacidade de refrigeração e de 7% no coeficiente de performance. No entanto, Sanches *et al.* (2012) não mantiveram a temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler* constante o que sugere que os ganhos obtidos estão vinculados à redução desta temperatura em consequência da redução da temperatura de descarga.

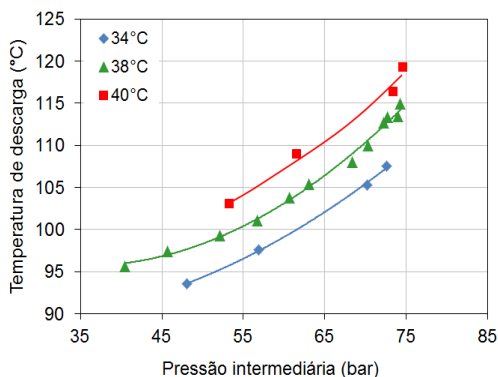


Figura 5.74 - Temperatura de descarga vs. pressão intermediária para diversas temperaturas do CO₂ na saída do *gas cooler*

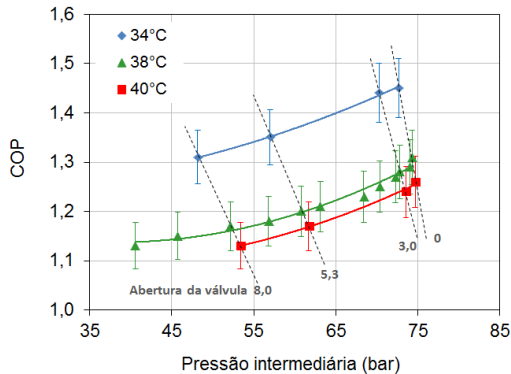


Figura 5.75 - COP vs. Pressão intermediária para diversas temperaturas do CO₂ na saída do *gas cooler*

5.4 PROJEÇÕES ATRAVÉS DO MODELO MATEMÁTICO

A modelagem matemática dos componentes do sistema auxiliou no entendimento de certas particularidades no comportamento da bancada experimental e também na interpretação dos resultados experimentais. Por exemplo, a compreensão da influência da câmara intermediária do dispositivo de expansão válvula-capilar através do modelo matemático permitiu um melhor entendimento do efeito do superaquecimento sobre a pressão de descarga nos sistemas com trocador de calor interno.

O modelo matemático do sistema pode também ser usado para explorar os efeitos da geometria dos componentes sobre o desempenho do sistema. Duas análises complementares foram feitas: avaliou-se o efeito do diâmetro da tubulação nos trocadores de calor e o efeito da aplicação de compressores de capacidade variável em situações de temperatura ambiente variável.

5.4.1 Influência do diâmetro da tubulação nos trocadores de calor

Os fabricantes tem o maior interesse na redução do diâmetro das tubulações dos trocadores de calor porque isso significa menos matéria prima e menor custo. No entanto, ao se reduzir o diâmetro, aumenta-se a perda de carga e afeta-se a taxa de transferência de calor, com um efeito direto sobre o desempenho do sistema.

Nesta análise, foram considerados dois panoramas: num primeiro, o diâmetro da tubulação do evaporador foi sucessivamente reduzido de 6mm para 2mm mantendo a tubulação do *gas cooler* constante em 4,35mm; num

segundo, o diâmetro da tubulação do *gas cooler* foi variado de 6mm para 1mm e o do evaporador foi mantido constante em 4,35mm. Por tratar-se de um trocador tubo-em-tubo, o diâmetro do tubo externo também foi variado para manter a mesma velocidade do fluido secundário e assim minimizar a sua influência sobre o coeficiente global de transferência de calor. A temperatura e a vazão dos fluidos secundários foram mantidas constantes em todas as análises.

A Figura 5.76 mostra a perda de carga nos trocadores em função do diâmetro empregado. Como esperado, a perda de carga no evaporador é significativamente maior pois o escoamento é bifásico a baixa pressão e temperatura. Por sua vez, a Figura 5.77 mostra que o aumento da velocidade do escoamento promovido pela redução do diâmetro do tubo aliado às propriedades termofísicas favoráveis do CO₂ supercrítico, intensifica o coeficiente de transferência de calor no *gas cooler*, que aumenta cerca de 100% na faixa de diâmetros considerada. Estes resultados corroboram tanto os estudos fundamentais sobre transferência de calor e perda de carga do CO₂, como também estudos práticos que incentivam a aplicação de trocadores de microcanal no *gas cooler*.

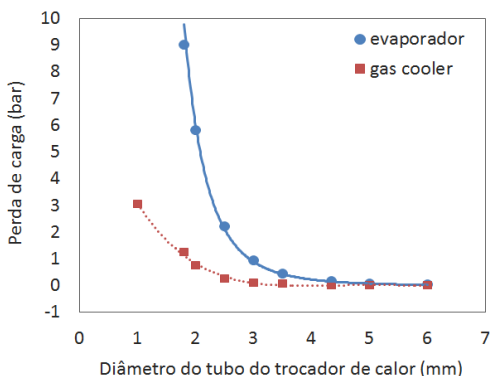


Figura 5.76 – Perda de carga vs. diâmetro de tubo nos trocadores de calor

A Figura 5.78 mostra o diagrama T-s para dois diâmetros da tubulação do evaporador. Nota-se que a redução do diâmetro da tubulação de 6mm para 2mm resulta no aumento significativo da perda de carga no evaporador cujo efeito se propaga ao longo do ciclo. Por sua vez, a Figura 5.79 mostra que o efeito expressivo da redução do diâmetro da tubulação do *gas cooler* sobre o coeficiente global de transferência de calor não produz um efeito significativo no ciclo.

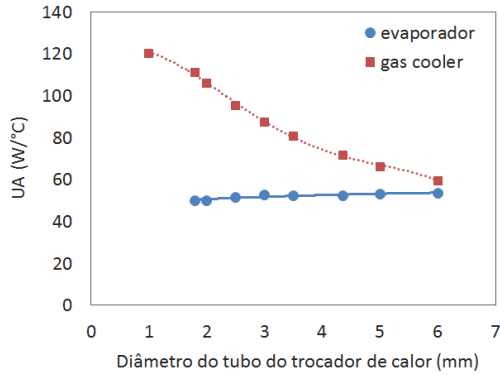


Figura 5.77 – Coeficiente global de transferência de calor vs. diâmetro de tubo nos trocadores de calor

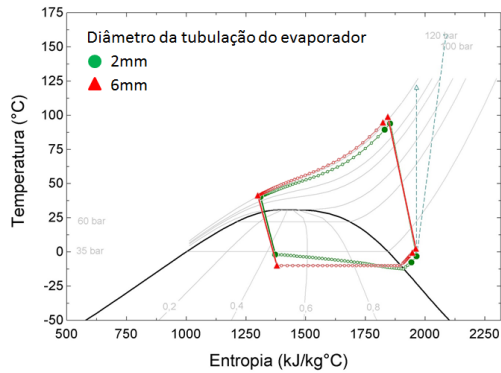


Figura 5.78 – Influência do diâmetro da tubulação do evaporador

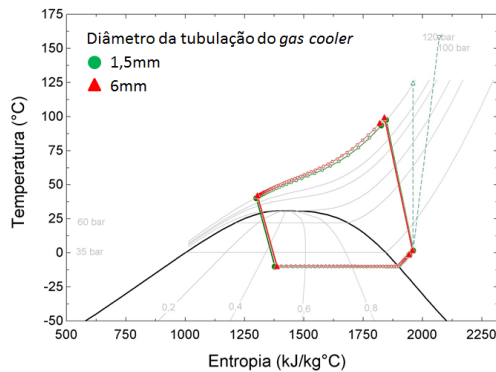


Figura 5.79 – Influência do diâmetro da tubulação do gas cooler

A Figura 5.80 mostra que o aumento da perda de carga no evaporador afeta significativamente a capacidade de refrigeração quando o diâmetro do tubo torna-se inferior à aproximadamente 3,5mm. Por sua vez, o aumento do coeficiente global de transferência de calor no *gas cooler* aumenta a capacidade de refrigeração por diminuir a temperatura na saída do *gas cooler*.

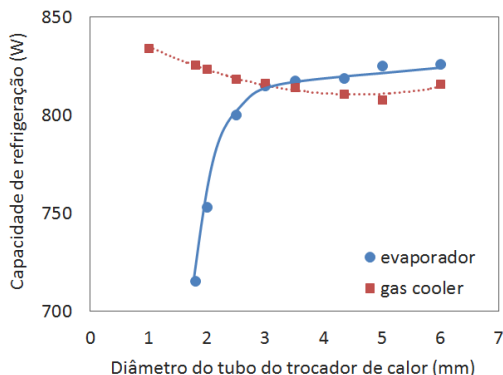


Figura 5.80 – Capacidade de refrigeração vs. diâmetro de tubo nos trocadores de calor

O efeito do diâmetro interno sobre o COP do sistema é ilustrado na Figura 5.81. Observa-se que o diâmetro interno do evaporador deve ser mantido acima de 3,5mm enquanto que o do *gas cooler* pode atingir valores da ordem de 1mm, inclusive, melhorando o desempenho do sistema.

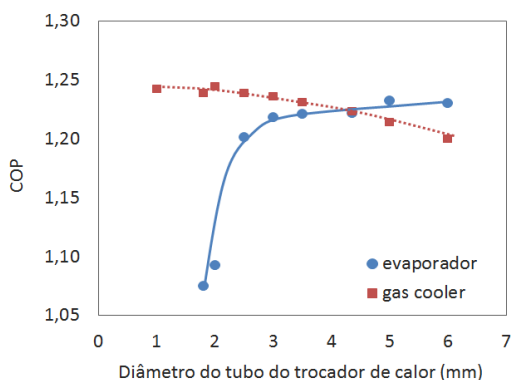


Figura 5.81 – COP vs. diâmetro de tubo nos trocadores de calor

Deve-se ter em mente, que as correlações empregadas para estimar os coeficientes de transferência de calor e perda de carga foram originalmente desenvolvidas para tubos de diâmetros superiores a 2mm. Tais correlações precisam ser corrigidas quando aplicadas à tubos de diâmetros inferiores àquela dimensão (ver APÊNDICE A Trocadores de calor do tipo microcanal).

5.4.2 Utilização de compressor de capacidade variável

Os compressores de capacidade variável (VCC) aumentam significativamente o desempenho de ciclos com fluidos refrigerantes convencionais devido a sua capacidade de se adaptar às variações de carga térmica. Por essa razão resolveu-se simular o efeito da modulação da capacidade, através da rotação do compressor, em ciclos transcíticos. Para tanto, variou-se a temperatura ambiente e considerou-se quatro estratégias distintas de controle (Figura 5.82).

Primeiramente considerou-se um sistema com superaquecimento (SUP) controlado em 10°C. Observa-se que com esta estratégia de controle a capacidade de refrigeração reduz em 40%, quando a temperatura ambiente aumenta de 32°C para 40°C.

Uma segunda alternativa é o controle simultâneo do superaquecimento e da pressão de descarga (SUP+P_desc), a qual recupera parte das perdas da estratégia anterior no que se refere a capacidade de refrigeração. Neste caso, a variação da temperatura ambiente de 32°C para 40°C resulta numa queda da capacidade de refrigeração de apenas 12%.

A terceira alternativa considera o controle simultâneo do superaquecimento e da rotação do compressor (SUP+VCC). Como ilustrado, essa alternativa mantém a capacidade de refrigeração independentemente da temperatura ambiente, mas exige rotações excessivamente altas para o compressor.

Finalmente, a quarta estratégia consiste no controle simultâneo do superaquecimento, da pressão de descarga e da rotação do compressor (SUP+VCC+P_desc). Nota-se que essa alternativa também impede a variação da capacidade de refrigeração e ainda mantendo rotações inferiores ao limite de 4600rpm.

Em termos de coeficiente de performance, as alternativas 'SUP' e 'SUP+VCC' oferecem COPs inferiores em até 23% aos oferecidos pelas alternativas 'SUP+P_desc' e 'SUP+VCC+P_desc'.

A combinação que resulta em melhor COP aliado à alta capacidade de refrigeração e rotações compatíveis só é obtida quando os três níveis de controle são utilizados simultaneamente (SUP+VCC+P_desc).

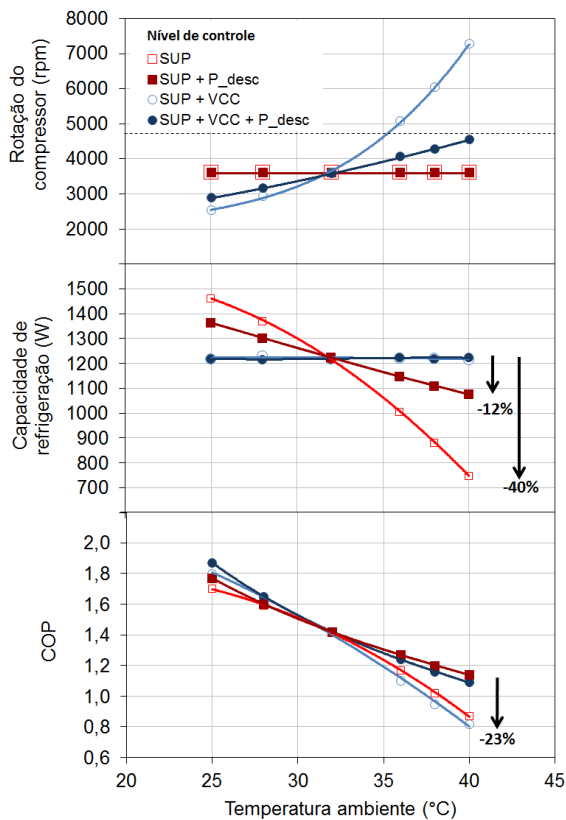


Figura 5.82 – Rotação do compressor, capacidade de refrigeração e COP vs. temperatura ambiente e tipo de controle

Conclusões e Recomendações para trabalhos futuros

6.1 CONCLUSÕES

O crescimento populacional mundial tem aumentado significativamente a demanda por alimentos e, conseqüentemente, estimulando a busca por soluções ambientalmente amigáveis para a cadeia de produção e distribuição de alimentos. Os sistemas comerciais de refrigeração, no extremo dessa cadeia, produzem um considerável impacto ambiental são em grande número, possuem um consumo de energia relativamente elevado e utilizam um fluido refrigerante nocivo ao meio ambiente.

A opção reside na utilização de fluidos naturais em sistemas energeticamente eficientes. Por essa razão, realizou-se, logo no início deste trabalho, uma ampla revisão bibliográfica com o intuito de melhor entender as características físicas, termodinâmicas e operacionais do dióxido de carbono (CO_2). Posteriormente, utilizou-se esse conhecimento em experimentos e modelações matemáticas com o intuito de entender as inter-relações entre os diversos componentes e de identificar arquiteturas de ciclo mais adequadas para uma determinada aplicação.

A abordagem experimental compreendeu a avaliação de diversas configurações de ciclos termodinâmicos com potencial de aplicação no setor de refrigeração comercial leve. Tais ciclos caracterizam-se pela adoção de estratégias de controle da pressão de descarga, do superaquecimento e da pressão intermediária.

A análise detalhada do ciclo padrão de refrigeração permitiu identificar o efeito da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão sobre os parâmetros do sistema. O desempenho do sistema é maximizado quando o superaquecimento é mínimo e a pressão de descarga é ajustada num valor ideal estimado em função da temperatura do CO_2 na saída do *gas cooler* e da temperatura de evaporação.

O efeito do trocador de calor interno no sistema foi detalhadamente analisado. Sua presença garante o aumento significativo no desempenho do sistema (30%) e exige o aumento da restrição do dispositivo de expansão (61%) e a redução da carga de refrigerante (11%) na condição de referência considerada. Produz também maiores temperaturas de sucção ($31,4^\circ\text{C}$) e na

descarga (22,4°C) do compressor em relação ao sistema sem o trocador na condição de referência considerada.

As análises das configurações com tubo capilar, válvula termostática e dupla expansão sob condições variáveis de temperatura ambiente indicaram que o tubo capilar origina uma variação significativa do superaquecimento mas proporciona um eficiente mecanismo de ajuste passivo da pressão de descarga. A válvula termostática, por outro lado, mantém o superaquecimento reduzido mas afasta a pressão de descarga do valor ideal. E a configuração com dupla expansão garante o controle simultâneo do superaquecimento e da pressão de descarga.

As três configurações consideradas – tubo capilar, válvula termostática e dupla expansão – apresentaram praticamente o mesmo coeficiente de performance sob condições variáveis de temperatura ambiente. Em temperaturas abaixo da referência usada para a otimização do sistema, a configuração com dupla expansão apresenta um coeficiente de performance 11% superior às demais configurações.

A variação da carga térmica afeta significativamente o superaquecimento na configuração com tubo capilar. As pressões de descarga das configurações com tubo capilar e válvula termostática apresentam padrões de variação contrário aos valores ideais estimados. Não se observou diferenças significativas de performance entre as configurações analisadas.

Os resultados indicando que o sistema com tubo capilar apresenta um desempenho similar ao sistema utilizando válvula termostática representa uma importante contribuição deste trabalho já que as válvulas termostáticas comprovadamente oferecem aumento de desempenho em sistemas de refrigeração subcríticos convencionais.

A configuração com extração de vapor reduz a temperatura de descarga em virtude da redução proporcionada na temperatura de sucção do compressor devido à expansão do vapor extraído do reservatório intermediário. Entretanto, o coeficiente de performance do sistema é penalizado devido à redução da capacidade de refrigeração que acontece devido a redução da vazão mássica circulante no evaporador. A avaliação deste ciclo representa outra contribuição deste estudo já que permitiu avaliar um método de controle da temperatura de descarga do sistema. Ainda, o conhecimento da reação do sistema frente a extração do vapor do reservatório serve de base para o estudo de ciclos mais complexos como, por exemplo, ciclos com compressão por estágios.

O modelo matemático, apesar de simplificado, auxiliou no entendimento do comportamento do sistema. Diversas particularidades da operação transcítica puderam ser melhor compreendidas e alguns

comportamentos explicados a partir da análise matemática dos componentes do sistema.

Com algumas limitações intrínsecas às simplificações assumidas, o modelo matemático do sistema, que compreende a junção dos diversos submodelos dos componentes, permite o estudo dos efeitos de modificações nos componentes sobre o desempenho do sistema.

Também representam contribuições deste trabalho as avaliações proporcionadas pelo modelo matemático que auxiliaram no entendimento do comportamento do dispositivo de expansão válvula-capilar, a interação do dispositivo de expansão com o trocador de calor interno e do efeito da distribuição de massa de refrigerante sobre a pressão de descarga.

6.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Recomenda-se a continuidade na análise de ciclos voltados a sistemas transcíticos. Sugere-se estudar o efeito da extração do vapor do reservatório intermediário sem expandi-lo para a região de baixa pressão. Através da adoção de um compressor de dois estágios, o vapor extraído pode ser comprimido para a região de alta, proporcionando uma significativa vantagem termodinâmica ao ciclo.

Sugere-se também estudar a utilização de um único compressor com uma válvula seletora na sua sucção para permitir a sucção intermitente do vapor proveniente do reservatório intermediário e do evaporador.

Numa segunda configuração de ciclo, sugere-se estudar o efeito do resfriamento intermediário num ciclo de compressão por estágios.

Conforme analisado anteriormente através do modelo matemático, a variação da rotação do compressor pode atuar de forma complementar no controle do superaquecimento e da pressão de descarga. Sugere-se, portanto, estudar o efeito da rotação do compressor sobre o desempenho do sistema sob condições variáveis de temperatura ambiente e, principalmente, de carga térmica.

Sugere-se estudar o efeito da câmara intermediária do dispositivo de expansão válvula-capilar sobre a restrição ao escoamento do fluido refrigerante. Em menor grau, a restrição do dispositivo de expansão varia em função da condição do fluido na câmara intermediária com um efeito sobre o desempenho do sistema. Esta técnica pode ser usada para desenvolver um dispositivo de expansão variável de baixo custo.

Diversas características estudadas para o CO₂ aplicado em sistemas de refrigeração podem ser também atribuídas a sistemas operando como bomba de calor. Neste caso, busca-se a maximização do calor dissipado no *gas cooler*,

visando o aquecimento de água, por exemplo. A aplicação do CO_2 em bombas de calor é indicada em virtude das altas temperaturas de descarga produzidas e do perfil de temperatura característico no resfriamento do gás supercrítico no *gas cooler*. Portanto, sugere-se adaptar a bancada experimental para o estudo de ciclos termodinâmicos aplicados a bombas de calor, de forma a maximizar seu desempenho energético.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGRAWAL N., BHATTACHARYYA S. Studies on a two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycle with flash intercooling. *Applied Thermal Engineering*, v.27, p.299-305. 2007.

AGRAWAL N., BHATTACHARYYA S. Optimized transcritical CO₂ heat pumps: Performance comparison of capillary tubes against expansion valves. *Int. J. Refrig.* v.31, p.388-395. 2008.

AKERS, W.W., DEANS, H.A., CROSSER, O.K. Condensing heat transfer within horizontal tubes. *Chemical Engineering Progress Symposium Series* 55, p.171-176. 1959.

APREA C., MAIORINO A. Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system: an experimental study. *Appl. Energy*, v.86, pp.2373-2380. 2009.

APREA, C.; MASTRULLO, R. Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C. *App. T. Eng.*, v.22, p.205-218. 2002.

APREA, C.; ROSSI, F.; MASTRULLO, R. The uncertainties in measuring vapour compression plant performances. *Measurement*, v.21, p.65-70. 1997.

ASHRAE. Position Document on Natural Refrigerants. *Relatório*. 2009.

BAEK, J.; GROLL, E.; LAWLESS, P. Piston-cylinder work producing expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation. *Int. J. Refrig.*, v.28, p.141-151. 2005.

BASKOV, V.L.; KURAEVA, I.V.; PROTOPOPOV, V.S. Heat transfer with the turbulent flow of a liquid under supercritical pressure in tubes under cooling conditions. *High Temp.*, v.15, p.81-86. 1977.

BJÖRK, E.; PALM, B. Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator, Part I: transient conditions. *App. Therm. Eng.*, v.26, p.829-837. 2006(a).

BJÖRK, E.; PALM, B. Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator. Part II: steady state condition. *App. Therm. Eng.*, v.26, p.866-871. 2006(b).

BOENG, J. Uma metodologia para a seleção do par tubo capilar - carga de refrigerante que maximiza desempenho de refrigeradores domésticos. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina.

BOEWE, D.E.; BULLARD, C.W.; YIN, J.M.; HRNJAK, P.S. Contribution of internal heat exchanger to transcritical R744 cycle performance. *ASHRAE Trans*, v.2, p.189-198. 2001.

CABELLO R., SÁNCHEZ D., LLOPIS R., TORRELLA E. Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions. *Appl. T. Eng.*, v.28, p.1596-1604. 2008.

CABELLO, R.; SÁNCHEZ, D.; LLOPIS, R.; TORRELLA, E.; PATIÑO, J. Experimental Comparison Of Two CO₂ Transcritical Cycles : Single And Double-Stage Expansion. *International Congress of Refrigeration*, Prague, Czech Republic. 2011.

CALM, J. The next generation of refrigerants. Historical review, considerations and outlook. *Int. J. Refrig.*, v.31, p.1123-1133. 2008.

CAREY, V. Liquid-Vapor Phase Change Phenomena. An Introduction to the Thermodynamics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment. Taylor and Francis, 1992.

CAVALLINI, C., 1996, Working fluids for mechanical refrigeration, *Int. J. Refrig.*, 8: 485-496

CECCHINATO, L.; CORRADI, M.; SCHIOCHET, G.; FOSSATI, C. Development of a transcritical R744 bottle cooler. *22nd IIR International Congress of Refrigeration*, Beijing, China, 2007.

CECCHINATO L., CHIARELLO M., CORRADI M., FORNASIERI E., MINETTO., STRINGARI P., ZILIO C. Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. *Int. J. Refrig.*, v.32, p.1058-1067. 2009.

- CECCHINATO, L.; CORRADI, M.; MINETTO, S. A critical approach to the determination of optimal heat rejection pressure in transcritical systems. *App. T. Eng.*, v.30, p.1812-1823. 2010.
- CECCHINATO, L.; CORRADI, M.; COSI, G.; MINETTO, S.; RAMPAZZO, M. A real-time algorithm for determining R744 systems optimal high pressure. *23rd International Congress of Refrigeration*, Prague, Czech Republic. 2011.
- ÇENGEL, Yunus.; BOLES, Michael. Termodinâmica. 5.ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.
- CHEN, Y., GU, J. The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration system with internal heat exchanger. *Int. J. Refrig.*, v.28, p.1238-1249. 2005.
- CHENG, L., RIBATSKI, G., THOME, J.R. Analysis of supercritical CO₂ cooling in macro and micro-channels. *Int. J. Refrig.*, v.31, p.1301-1316. 2008a.
- CHENG, L.; RIBATSKI, G.; QUIBEN, J.M.; THOME, J.R. New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I – A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drop. *Heat and Mass Transfer*, v.51, p.111-124. 2008b.
- CHENG, L.; RIBATSKI, G.; QUIBEN, J.M.; THOME, J.R. New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part II – An update general flow boiling heat transfer model based on flow patterns. *Heat and Mass Transfer*, v.51, p.125-135. 2008c.
- CHENG, X.; YANG, Y.; HUANG, S. A simplified method for heat transfer prediction of supercritical fluids in circular tubes. *Annals of Nuclear Energy*, v.36, p.1120-1128. 2009.
- CHESI, A.; FERRADA, G.; FERRARII, L.; TARANI, F. Evaluation of the potential performance of a voorhees-modified R744 transcritical cycle. *Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology Conference*, Stockholm, Sweden, 2010.
- CHIARELLO, M.; GIROTTI, S.; MINETTO, S. CO₂ Supermarket refrigeration system for hot climates. *9^o IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Sydney, 2010.

- CHO H., LEE M. KIM Y. Numerical evaluation on the performance of advanced CO₂ cycles in the cooling mode operation. *App. Therm. Eng.*, v.29, p.1485-1492. 2009.
- CHO H., RYU C., KIM, Y. Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger. *Int. J. Refrig.*, v.30, p.664-671. 2007.
- COLLIER, John; THOME, John. Convective boiling and condensation. 3ed. Oxford University press. 1994.
- DANG, C., HIHARA, E. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1: experimental measurement. *Int. J. Refrig.*, v.27, p.736-747. 2004.
- DANG, C.; IINO, K.; FUKUOKA, K.; HIHARA, E. Effect of lubricating oil on cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. *Int. J. Refrig.*, v.30, p.724-731. 2007.
- DANG, C; IINO, K; HIHARA, E. Study on two-phase flow pattern of supercritical carbon dioxide with entrained PAG-type lubricating oil in a *gas cooler*. *Int. J. Refrig.*, v.31, p. 1265-1272. 2008.
- DENG J., JIANG, P., LU, T., L, W. Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector. *App. Therm. Eng.*, v.27, p.381-388. 2007.
- DING, G., MA, X., ZHANG, P., HAN, W., WEIZHE, H., SHINICHI, K., TAKAHIRO, Y. Practical methods for measuring refrigerant mass distribution inside refrigeration system, *Int. J. Refrig.*, v.32, p.327-334. 2009.
- DITTUS, F.; BOELTER, L. Heat transfer in automobile radiators of tubular type. Univ. Publ. Eng. 2, p.443-461. 1930.
- DOMANSKI, P.A. Minimizing throttling losses in the refrigeration cycle. 19th *International Congress of Refrigeration*, Holanda, 20-25 de Agosto. 1995.
- EES – Engineering Equation Solver, versão Professional, banco de dados de fluido versão 8.640 de 4 de agosto de 2010 ou mais atual
- ELBEL S., HRNJAK P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *Int. J. Refrig.*, v.31, p.411-422. 2008.

- ELBEL S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. *Int. J. Refrig.*, v.34, p.1545-1561. 2011.
- FANG, X., BULLARD, C., HRNJAK, P. Modeling and analysis of *gas coolers*. *ASHRAE Trans.*, 107 (1), p.4-13. 2001.
- FORNASIERI, E., GIROTTTO, S., MINETTO, S. Refrigeration systems for hot climates using CO₂ as the working fluid. *8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Copenhagen. 2008.
- FOSTER, H., ZUBER N. Bubble dynamics and boiling heat transfer. *AIChE J.*, v.1, p.531-535. 1955.
- FRONK, B.M.; GARIMELLA, S. Water-coupled carbon dioxide microchannel *gas cooler* for heat pump water heaters: Part I – Experiments. *Int. J. Refrig.*, v.34, p.7-16. 2011.
- GIROTTTO, S., MINETTO, S., NEKS, P. Commercial refrigeration system using CO₂ as the refrigerant. *Int. J. Refrig.*, v.27, p.717-723. 2004.
- GNIELINSKI, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, v.16, p.359-368. 1976.
- GONÇALVES, J.M.; MELO, C.; HERMES, C.J.L. A semi-empirical model for steady-state simulation of household refrigerators. *App. Therm. Eng.*, v.29, p.1622-1630. 2009.
- GORENFLO, D., KOTTHOFF, S. Review on pool boiling heat transfer of carbon dioxide. *Int. J. Refrig.*, v.28, p.1169-1185. 2005.
- GOSNEY, W.C. Principles of Refrigeration. Cambridge: Cambridge University Press, 1982.
- GROLL, E.; KIM, J. Review of recent advances toward transcritical CO₂ cycle technology. *HVAC&R*, v.13, p.499-520. 2007.
- HERMES, C. SILVA, D.; MELO, C.; GONÇALVES, J.; WEBER, G. Algebraic solution of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes. *Int. J. of Refrig.*, v.32, p.973-977. 2009.

- HWANG, Y.; LEE, J.P.; RADERMACHER, R. Oil distribution in a transcritical CO₂ air-conditioning system. *App. Therm. Eng.*, v.27, p.2618-2625. 2007.
- HUAI, X.L.; KOYAMA, S.; ZHAO, T.S. An experimental study of flow and heat transfer of supercritical carbon dioxide in multi-port mini channels under cooling conditions. *Chem. Eng. Sci.*, v.60, p. 3337-3345. 2005.
- HUAI, X.; KOYAMA, S. Heat transfer characteristics of supercritical CO₂ flow in small-channeled structures. *Exp. Heat Transf.*, v.20, p.19-33. 2007.
- IDRISSI, M.Y.; BONJOUR, J. The effect of oil in refrigeration: current research issues and critical review of thermodynamic aspects. *Int. J. Refrig.*, v.31, p.165-179. 2008.
- INCROPERA, F.; DEWITT, D.; BERGMAN, T.; LAVINE, A. Fundamentos de transferência de calor e de massa, 6. ed. Rio de Janeiro: LTC. 494p. 2008.
- INMETRO. Guia para a Expressão da Incerteza de Medição, 2ª ed. 1998.
- INOKUTY, H. Graphical model of finding compression pressure of CO₂ refrigerating machine for maximum COP. 5th *International Congress of Refrigeration*, Rome, p.185-192. 1928.
- IPCC – Intergovernmental Panel on Climate Change. Climate Change 2007: The Physical Science Basis. *Relatório*. Paris, 2007.
- KAUF, F. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles. *Int. J. of Thermal Science*, v.38, p.325-330. 1999.
- KEW, P.A. ; CORNWELL, K. Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels. *App. Therm. Eng.*, v.17, p.705-715, 1997.
- KHAN, M.; KUMAR, R.; SAHOO, P. Flow characteristics of refrigerants flowing through capillary tubes – A review. *App. Therm. Eng.*, v.29, p.1426-1439. 2009.
- KIM, M.H., PETTERSEN, J., BULLARD, C.W. Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compressor systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, v.30, p.119-174. 2004.
- KOYAMA S., XUE J., TAKATA N., KUWAHARA K. An experimental study on the cooling performance of a CO₂ cycle with an internal heat exchanger. 8th *IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Copenhagen. 2008.

- KRASNOSHCHIEKOV, E.A.; KURAEVA, I.V.; PROTOPOV, V.S. Local heat transfer of carbon dioxide under supercritical pressure under cooling conditions. *Telofiz, Vys. Temp.*, v.7, p.922-930. 1969.
- KUANG, G., OHADI, M.M., ZHAO, Y. Experimental study of miscible and immiscible oil effects on the heat transfer coefficient and pressure drop in microchannel gas cooling of supercritical CO₂. *HT 2003, ASME Summer Heat transfer Conference*, June 21-23, Las Vegas, USA, p.671-675. 2003.
- LAMERS K., SÜSS J., KÖHLER J. Does Voorhees principle enhances the efficiency of CO₂ refrigeration systems?, *7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Trondheim. 2006.
- LEE, S.; KANG, B. An Experimental Study on Oil Return of PAG and POE from an Evaporator Model for a CO₂ Refrigeration System. *Int. Refrig. and Air Cond. Conference*, Purdue. 2008.
- LI D., GROLL, E.A. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *Int. J. Refrig.*, v.28, p.766-773. 2005.
- LIAO S.M.; ZHAO T.S.; JAKOBSEN A. A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles. *App. Therm. Eng.*, v.20, p.831-841. 2000.
- LIAO, S.M.; ZHAO, T.S. An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, v.45, p.5025-5034. 2002a.
- LIAO, S.M.; ZHAO, T.S. Measurement of heat transfer coefficient from supercritical carbon dioxide flowing in horizontal mini/macro channels. *J. Heat Transf.*, v.124, p. 413-420. 2002b.
- Lockhart, R., Martinelli, R. Proposed Correlation of Data for Isothermal TwoPhase Flow, Two Component Flow in Pipes. *Chem. Eng. Prog.*, v.45, p.39-48. 1949.
- LLOPIS, R.; SANCHEZ, D.; CABELLO, R.; TORRELLA, E. Energy impact of the superheat associated to a semihermetic compressor in a transcritical CO₂. *Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology Conference*, Stockholm, Sweden. 2010.

LORENTZEN, G. Food preservation by refrigeration, a general introduction. *Int. J. Refrig.* v.1, 1978.

LORENTZEN, G., PETTERSEN, J. New possibilities for non-CFC refrigeration, *Int. Symposium on Refrigeration, Energy and Environment*, IIR, p.163-174. 1992.

LORENTZEN, G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *Int. J. Refrig.*, v.17, p.292-301. 1994.

LORENTZEN, G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament, *Int. J. Refrig.*, v.18, p.190-197. 1995.

MADSEN K., POULSEN C., WIESENFARTH M. Study of capillary tubes in a transcritical CO₂ refrigeration system. *Int. J. Refrig.*, v.28, p.1212-1218. 2005.

MASTRULLO, R.; MAURO, A.; ROSATO, A.; VANOLI, G. Carbon dioxide local heat transfer coefficients during flow boiling in a horizontal circular smooth tube. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, v.52, p.4184-4194. 2009.

MASTRULLO, R.; MAURO, A.; ROSATO, A.; VANOLI, G. Carbon dioxide heat transfer coefficients and pressure drops during flow boiling: Assessment of predictive methods. *Int. J. Refrig.*, v.33, p.1068-1085. 2010.

MATÉ, J. Cool technologies: working without HFCs - part two. Examples of HFC-Free cooling technologies in various industrial sectors, *European Commission Technical Meeting on HCFC Phase-out*, April 5-6, 2008.

MATTHIESEN, O.; MADSEN, K.; MIKHAILOV, A. Evolution of CO₂ systems design based on practical experiences from supermarket installations in Northern Europe. *9th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*. Sydney. 2010.

MORI, K.; ONISHI, J.; SHIMAOKA, H.; NAKANISHI, S.; KIMOTO, H. Cooling heat transfer characteristics of CO₂ and CO₂-oil mixture at supercritical pressure conditions. *Trans. Jpn. Soc. Refrig. Air Cond. Eng.*, v.20, p.121-126. 2003.

MULLER-STEINHAGEN, H.; HECK, K. A simple friction pressure drop correlation for two-phase flow in pipes. *Chem. Eng. Process.*, v.20, p. 297-308. 1986.

NAKAGAWA, M.; MARASIGAN, R.; MATSUKAWA, T. Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector. *Int. J. of Refrig.*, v.34, p.1577-1586. 2011.

NARECO2. Natural Refrigerant CO₂, International Conference on Natural Refrigerants. *Relatório*. Brussels, Belgium. 2009.

OH, H.K.; SON, C.H. New correlation to predict the heat transfer coefficient in-tube cooling of supercritical CO₂ in horizontal macro-tubes, *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, v.34, p.1230-1241. 2010.

OH, H.K.; SON, C.H. Flow boiling heat transfer and pressure drop characteristics of CO₂ in horizontal tube of 4,75mm inner diameter. *App. Therm. Eng.*, v.31, p.163-172. 2011.

OZAWA, M.; AMI, T.; ISHIHARA, I.; UMEKAWA, H.; MATSUMOTO, R.; TANAKA, Y.; YAMAMOTO, T.; UEDA, Y. Flow pattern and boiling heat transfer of CO₂ in horizontal small-bore tubes. *Int. J. of Multiphase Flow*, v.35, p.699-709. 2009.

PACHAI, A.C. CO₂ cycles in a historic perspective. *8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Copenhagen. 2008.

PARK, C.Y.; HRNJAK, P.S. CO₂ and R410A flow boiling heat transfer, pressure drop and flow pattern at low temperatures in a horizontal smooth tube. *Int. J. Refrig.*, v.30, pp.166-178. 2007.

PARK, C.; HRNJAK, P. CO₂ flow condensation heat transfer and pressure drop in multi-port microchannels at low temperatures. *Int. J. Refrig.* v.32, p.1129-1139. 2009.

PEARSON, A. Carbon dioxide: new uses for an old refrigerant. *Int. J. Refrig.*, v.28, p.1140-1148. 2005.

PEHLIVANOGLU, N.; KIM, S.; HRNJAK, P. Effect of oil on heat transfer and pressure drop of R744 in 6,1mm horizontal smooth tube. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Estados Unidos, Purdue, 2010.

PEREIRA, G.S., Análise de sistemas de refrigeração a CO₂ em supermercados, 2012, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Pernambuco.

PETTERSEN, J. Trans-critical vapor compression device. Patente WO94/14016. 1997.

PETTERSEN, J.; RIEBERER, R., MUNKEJORD, S.T. Heat transfer and pressure drop for flow of supercritical and subcritical CO₂ in microchannel tubes. *Final technical report for United States Army*, European research Office of the U.S. Army, London, England. Contract No. N68171-99-M-5674. 2000.

PETTERSEN, J. Flow vaporization of CO₂ in microchannel tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.28, p.111-121. 2004.

PISANO, G.; DALLAI, M. CO₂ transcritical compressor. Relatório técnico. Disponível em: <<http://www.r744.com/articles/148120110923.php>>. Acesso em: 28 setembro 2011.

PITLA, S.; GROLL, E.A.; RAMADHYANI, S. New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂. *Int. J. Refrig.*, v.25, p.887-895. 2002.

RATTS, E.; BROWN, J. A generalized analysis for cascading single fluid vapor compression refrigeration cycles using an entropy generation minimization method. *Int. J. of Refrig.*, v.23, p. 353-365. 2000.

RIGOLA J., ABLANQUE N., PÉRES-SAGARRA C., OLIVA A. Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence in CO₂ transcritical cycles under real working conditions for small cooling applications. 8th *IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, Copenhagen. 2008.

ROBINSON, D., GROLL, E. Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine. *Int. J. Refrig.*, v.21, p.577-589. 1998.

R744.com, 2008, Industry visits Australia's first CO₂-only supermarket. Disponível em: <<http://www.r744.com/news/view/371>>. Acesso em: 3 Julho 2008.

SÁNCHEZ, D.; CABELLO, R.; PÉREZ, J.; LLOPIS, R. Experimental analysis of the energy performance of a CO₂ transcritical vapour compression cycles based on refrigerant vapour injection in suction line. *CYTEF Congresso Iberoamericano de Ciencias y técnicas del frío*. 2012.

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; GOPAL, M. Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *Int. J. Refrig.* v.29, p.735-743. 2006.

- SARKAR, J. Optimization of Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with Parallel Compression Economization. *15th ISME International Conference on Advances in Mechanical Engineering*, March 18-20, 2008
- SARKAR, J.; AGRAWAL, N. Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization. *Int. J. of Thermal Sciences*, v.49. p. 838-843. 2010.
- SARKAR J., BHATTACHARYYA S., GOPAL M. Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. *Int. J. Refrig.*, v.27, p.830–838. 2004.
- SILVA D., Análise teórico-experimental da expansão transcritical de dióxido de carbono em tubos capilares adiabáticos, 2008, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina.
- SILVA D., HERMES C., MELO C., GONÇALVES J., WEBER G. A study of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes. *Int. J. Refrig.*, v.32, p.978–987. 2009.
- SON, C.H.; PARK, S.J. An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide curing gas cooling process in a horizontal tube. *Int. J. Refrig.*, v.29, p.539-546. 2006.
- SUN, Z.; GROLL, E.A. CO₂ flow boiling heat transfer in horizontal tubes, part III: prediction of heat transfer coefficient. *5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, p.148-157. 2002.
- SÜB, J.; KRUSE, H. Efficiency of the indicated process of CO₂ compressors. *Int. J. Refrig.*, v.21, p.194-201. 1998.
- TASSOU, A.; LEWIS, J.; GE, Y.; HADAWAY, A.; CHAER, I. A review of emerging technologies for food refrigeration applications. *Applied Thermal Engineering*, v.30, p. 263-276. 2010.
- THOME, J.R., RIBATSKI, G. State-of-the-art of two-phase flow boiling heat transfer and pressure drop of CO₂ in macro and micro-channels. *Int. J. Refrig.*, v.28, p.1149-1168. 2005.
- THOME, J. Engineering data book III. Disponível em:
<<http://www.wlv.com/products/databook/db3/DataBookIII.pdf>>. 3ed, 2010.
Acesso em: Dezembro 2011.

TORRELLA, E.; SANCHEZ, D.; LLOPIS, R.; CABELLO, R. Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. *Int. J. Refrig.*, v.34, p.40-49. 2011.

UN - United Nations. World Population Prospects. The 2010 Revision. Highlights and advanced tables. *Relatório*. Nova Iorque, 2011.

UNEP - United Nations Environment Programme. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, *2006 Report of the refrigeration, air conditioning and heat pumps technical options committee*. Relatório. 2006.

UNEP - United Nations Environment Programme. Trends in global temperatures, UNEP/GRID-Arendal Maps and Graphics Library. Disponível em: <<http://maps.grida.no/go/graphic/trends-in-global-temperatures>>. Acesso em: 1º Julho 2009a.

UNEP - United Nations Environment Programme. Green House Gases Table 1, UNEP/GRID-Arendal Maps and Graphics Library. Disponível em: <<http://maps.grida.no/go/graphic/table01>>. Acesso em: 2 Julho 2009b.

VUOLO, J.H. Avaliação e Expressão de Incerteza em Medição. *Revista Brasileira de Ensino de Física*, v.21. 1999.

VOORHEES, G. British Patent, nº4448, 1905.

XU, X.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. Refrigerant injection for heat pumping / air conditioning systems : Literature review and challenges discussions. *Int. J. Refrig.*, v.34 ,p.402-415 .2011.

YANG, B.; PENG, X.; HE, Z.; GUO, B.; XING, Z. Experimental investigation on the internal working process of a CO₂ rotary vane expander. *App. T. Eng.*, v.29, p.2289-2296. 2009.

YANG J., MA Y., LIU S. Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander. *Energy*, v.32, p.237-245. 2007.

YOON, S.H.; KIM, J.H.; HWANG, Y.W.; KIM, M.S.; MIN, K.; KIM, Y. Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region. *Int. J. Refrig.*, v.26, p.857-864, 2003.

YUN, R.; HWANF, Y.; RADERMACHER, R. Convective gas cooling heat transfer and pressure drop characteristics of supercritical CO₂/oil mixture in a minichannel tube. *Int. J. Heat Mass Transf.*, v.50, p.4796–4804. 2007.

ZHA S., HAFNER A., NEKSA P., 2008, Investigation of R744 Voorhees transcritical heat pump system, *Int. J. Refrig.*, 31:16-22

ZHANG, X.P.; FAN, X.W.; WANG, F.K.; SHEN, H.G. Theoretical and experimental studies on optimum heat rejection pressure for a CO₂ heat pump system. *App. T. Eng.*, v.30, p.2537-2544. 2010.

ZHOU, G.; XU, X.L.; LIU, Y. Preservation Technologies for fresh meat: a review. *Meat Science*, v.86, p.119-128, 2010.

ZIMMERMANN, A.; MONTAGNER, G.; GONÇALVES, J.; Sistema de Refrigeração, Pub. No.: WO/2009/152593, International Application No.: PCT/BR2009/000170, Publication Date: 23.12.2009 Acesso em: <<http://patentscope.wipo.int/search/en/WO2009152593>>

Apêndices

APÊNDICE A. TROCADORES DE CALOR DO TIPO MICROCANAL

Trocadores de calor do tipo microcanal (*microchannel*) caracterizam-se por empregarem tubulação com diâmetro reduzido que proporciona algumas vantagens em relação aos trocadores convencionais: o aumento significativo da área de troca de calor permitindo a compactação do trocador; o menor volume emprega menos material para confecção e permite menor carga de refrigerante no sistema; o reduzido diâmetro dos canais proporciona maiores pressões de operação. Entretanto, existem também algumas desvantagens como o aumento significativo da perda de carga nos escoamentos interno do fluido refrigerante e externo do ar de arrefecimento (aumento da potência dos ventiladores) além do maior custo devido ao processo de fabricação.

A utilização de trocadores microcanais é propícia para o CO₂ já que, devido a sua característica de proporcionar uma menor perda de carga em relação aos demais fluidos refrigerantes, o sistema é menos penalizado neste sentido. Além disso, os menores diâmetros dos tubos suportam facilmente as altas pressões de operação do CO₂ e em alguns casos, proporcionam maiores coeficientes de transferência de calor (OH e SON, 2010, Figura 2.72).

No início dos trabalhos de aplicação do CO₂ os trocadores do tipo microcanal pareciam ser mandatórios, principalmente em função da segurança oferecida em relação às altas pressões de operação. Contudo, os trocadores com tubos de diâmetro convencional mostraram-se suficientemente capazes de suportar o regime de operação imposto pelo fluido e alcançar taxas de transferência de calor suficientes. É importante lembrar que de nada adianta aumentar abusivamente o coeficiente de transferência de calor interno se o fluido externo – o ar ou a água – não consegue acompanhar esse aumento. Neste caso, a demanda por um aumento da área externa através de uma alta densidade de aletas torna-se proibitiva.

A redução do diâmetro da tubulação interfere no comportamento do escoamento. Ao reduzir o diâmetro até certo limite, as correlações clássicas para transferência de calor e perda de carga conseguem prever consistentemente as mudanças nos padrões de escoamento impostos pela variação do diâmetro. Entretanto, além desse limite, o confinamento das bolhas de vapor no tubo passam a ter uma interferência considerável, mudando completamente os padrões de escoamento que não podem mais ser corretamente previstos pelas leis clássicas (*macroscale laws*). Por exemplo, a Figura A.1 mostra que a correlação de Dittus-Boelter consegue prever

razoavelmente o comportamento do Nu para os maiores diâmetros 2,16mm e 1,40mm mas falha para o menor 0,70mm.

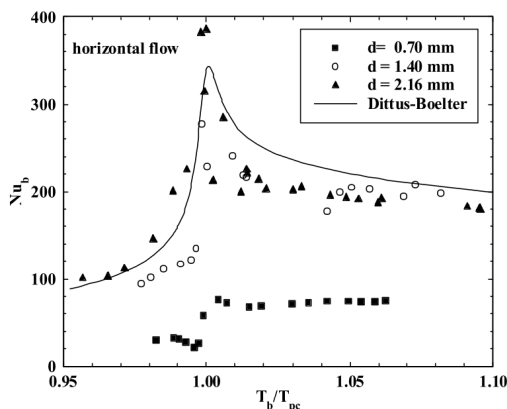


Figura A.1 - Efeito do diâmetro do tubo na taxa de transferência de calor (Nu) e para o resultado estimado para o CO₂ supercrítico à 80bar (LIAO e ZHAO, 2002a)

Existe, portanto, uma dimensão limite que define a transição entre macro-mini-micro canais e este limite é definido em função do fluido e das condições de operação. Quando a orientação do escoamento é horizontal, a sua estratificação tem grande influência na transferência de calor já que o topo do tubo é penalizado (Figura 2.60). A gravidade tende a intensificar a estratificação enquanto que a tensão superficial tende a manter o escoamento axisimétrico, principalmente em tubos de pequeno diâmetro devido a intensificação da força capilar. Portanto, uma maneira de considerar estes parâmetros na determinação desta dimensão limite é a partir do diâmetro D_{th} , (eq. A.2) dado pelo número de Bond (KEW e CORNWELL, 1997; PARK e HRNJAK, 2007 e OZAWA *et al.*, 2009). O valor $Bo=4$ adotado como limite é baseado na observação experimental dos padrões de escoamento do CO₂.

$$Bo = \frac{D_{th}^2 g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} = 4 \quad A.1$$

$$D_{th} = \left(\frac{4\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/2} \quad A.2$$

A Figura A.2 mostra as dimensões limites de acordo como proposto por Kandlikar e Grande (2003), que defendem um valor fixo de 3mm para a transição entre macro e mini escala e 200 μ m de mini para micro escala. Em comparação, os valores calculados através da eq. A.2 proposta por Kew e Cornwell (1997) mostram que tal limite varia em função do fluido e da condição de operação (pressão reduzida). Pode-se notar que as dimensões de micro escala para o CO₂ são relativamente menores que as da água em virtude de uma menor tensão superficial σ do CO₂. Ainda, quanto mais alta a temperatura de evaporação (aumento da temperatura reduzida), menor é o diâmetro considerado transição entre macro e micro escala em virtude do redução da tensão superficial.

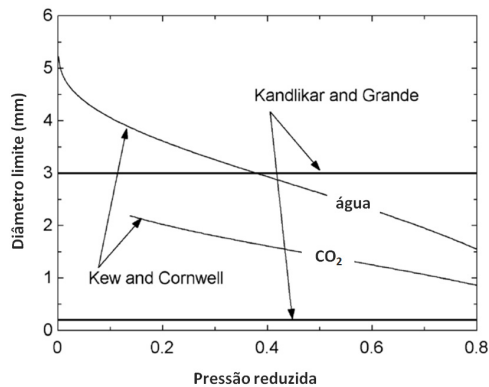


Figura A.2 - Transição entre dimensões macro, mini e micro de acordo com diferentes autores (PARK e HRNJAK, 2007)

Quanto ao comportamento da taxa de transferência de calor e da perda de carga, não diferem qualitativamente em relação ao observado em trocadores convencionais. Por exemplo, o coeficiente de transferência de calor em um evaporador microcanal de alumínio com 0,82mm de diâmetro (Figura A.3) mostra-se invariável em relação ao fluxo de massa na região pré-secagem e apresenta uma queda acentuada na região de secagem (comparar com Figura 2.59). Já a perda de carga, aumenta sistematicamente com o aumento do título (Figura A.4).

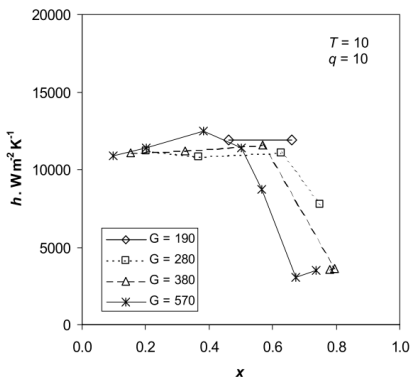


Figura A.3 - Coeficiente de transferência de calor do CO₂ no evaporador em função do fluxo de massa e título (PETTERSEN, 2004)

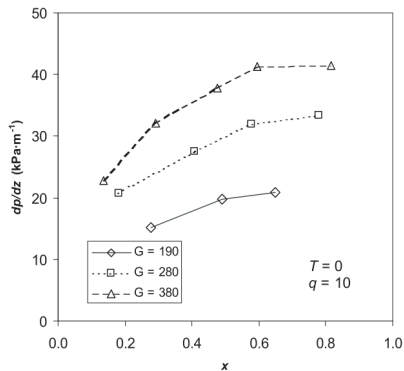


Figura A.4 - Perda de carga para escoamento bifásico do CO₂ vs. fluxo de massa e título (PETTERSEN, 2004)

Da mesma maneira, o *gas cooler* microcanal apresenta comportamento semelhante ao trocador de diâmetro convencional, tendo seu coeficiente de transferência de calor por convecção variável de acordo com a pressão de operação e apresentando os típicos picos próximos à condição pseudocrítica (Figura A.5).

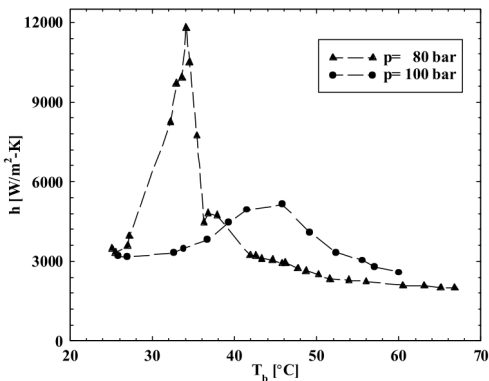


Figura A.5 - Variação do coeficiente de transferência de calor h para o CO₂ supercrítico em função da temperatura e da pressão para escoamento interno em tubo de 1,4mm de diâmetro e vazão mássica de 0,05kg/min (LIAO e ZHAO, 2002a)

APÊNDICE B. INFLUÊNCIA DO ÓLEO LUBRIFICANTE NA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E NA PERDA DE CARGA NOS TROCADORES DE CALOR

Óleo lubrificante é usado em sistemas de refrigeração não só com função primordial de lubrificação das partes móveis do compressor, mas também para diversos outros objetivos secundários como vedação na folga pistão-cilindro, o controle do ruído, a retenção de impurezas e como um meio de arrefecimento de partes do compressor. Entretanto, o lubrificante também oferece alguns inconvenientes em virtude da sua circulação pelo sistema. O lubrificante é arrastado pelo fluido refrigerante e causa efeitos adversos como a modificação do equilíbrio termodinâmico do refrigerante que afeta entalpia, viscosidade, densidade e tensão superficial, etc. Outro impacto da circulação de lubrificante é que o seu acúmulo na tubulação afeta a taxa de transferência de calor e a perda de carga nos trocadores de calor (CHENG *et al.*, 2008a; IDRISSE e BONJOUR, 2008). A distribuição do óleo lubrificante na tubulação varia com a vazão mássica, com a temperatura e com a pressão de operação do sistema. A vazão interfere na velocidade de arraste do lubrificante e temperatura e pressão afetam as propriedades termofísicas e termodinâmicas do refrigerante. No caso do CO₂, esse processo torna-se ainda mais complexo pois a mistura CO₂+lubrificante é exposta a condições ao longo do ciclo de refrigeração nas quais ocorre uma miscibilidade apenas parcial da mistura, impondo maiores dificuldades nessa análise. Ainda, dependendo do tipo de óleo adotado (mineral ou sintéticos POE – Polyol Ester e PAG – Poly Aklylene Glycol), o comportamento pode mudar sensivelmente. Outro inconveniente da presença de lubrificante é que os modelos e as correlações para a transferência de calor e perda de carga são originalmente desenvolvidos considerando o escoamento de fluido puro, sendo que a presença do óleo resulta em desvios nas estimativas teóricas da troca de calor e vazão mássica nestes componentes.

O evaporador é o componente mais sensível à presença do lubrificante já que, devido às baixas temperaturas locais, a viscosidade e a tensão superficial do óleo tornam-se, geralmente, muito superiores àquelas do refrigerante puro. Então, a adição de óleo no refrigerante resulta numa mistura com uma maior tensão superficial e uma maior viscosidade que o fluido puro. A maior tensão superficial aumenta a resistência à nucleação do vapor, o que diminui a ebulição nucleada, enquanto que a maior viscosidade reduz a velocidade da fase líquida e a parcela convectiva da transferência de

calor bifásica. Além disso, a camada de óleo sobre a parede do tubo representa uma resistência térmica adicional que atrapalha tanto o superaquecimento como também o contato do líquido com a parede do tubo, degradando ainda mais o processo de ebulição nucleada predominante no caso do CO₂ (PEHLIVANOGLU *et al.*, 2010).

À medida que o refrigerante evapora, a fase líquida (refrigerante + óleo) torna-se progressivamente mais rica em óleo ao longo do escoamento. A viscosidade da mistura então aumenta consideravelmente levando ao acúmulo de óleo lubrificante no final do evaporador ocasionando a redução da taxa de transferência de calor e o aumento da perda de carga local. Além disso, a mistura refrigerante + óleo rica em lubrificante presente na zona superaquecida do evaporador desloca o ponto de equilíbrio termodinâmico, afetando a entalpia e, conseqüentemente, resultando no aumento da potência de compressão (Figura B.6). Por fim, o líquido presente na mistura não evapora e, portanto degenera a capacidade de refrigeração (IDRISSI e BONJOUR, 2008).

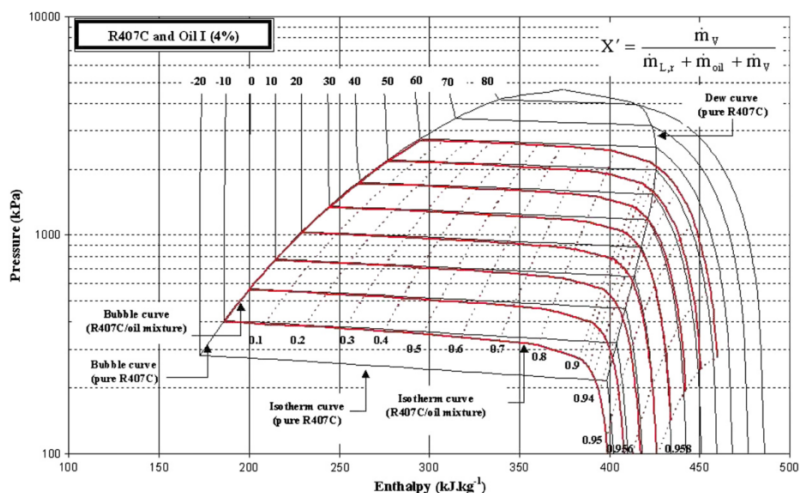


Figura B.6 – Diagrama de Mollier para mistura de fluido refrigerante R407C e óleo POE numa concentração de 4%, identificando a distorção gerada na região do vapor (IDRISSI e BONJOUR, 2008)

Hwang *et al.* (2007) estudaram a distribuição de óleo lubrificante num condicionador de ar usando CO₂ em ciclo transcrito e operando em regime permanente. O óleo utilizado foi o PAG – Poly Aklylene Glycol, que é apenas parcialmente miscível com o CO₂ (PEHLIVANOGLU *et al.*, 2010). Os trocadores são do tipo microcanal, 0,5mm o evaporador e 0,7mm o *gas cooler*. Os

resultados referentes à distribuição do óleo nos componentes do sistema (Figura B.7) mostram que o volume de óleo retido no evaporador e na sucção do compressor são sempre superiores ao volume retido no *gas cooler*. Para concentrações mais altas de óleo lubrificante, a sucção (porção superaquecida) torna-se o componente com maior volume de óleo acumulado. Os aumentos observados no acúmulo de óleo nos componentes em função da redução da vazão mássica decorre do menor arraste proporcionado pelo menor fluxo. A explicação para tal comportamento está no valor da viscosidade do lubrificante nos trocadores. Enquanto a saída do evaporador se encontra a 10°C, a entrada e a saída do *gas cooler* se encontram a 80°C e 36°C, respectivamente. Para estas condições, as viscosidades do óleo lubrificante representam 7% e 33% daquela observada na condição de saída do evaporador, o que impõe muito menos resistência ao escoamento.

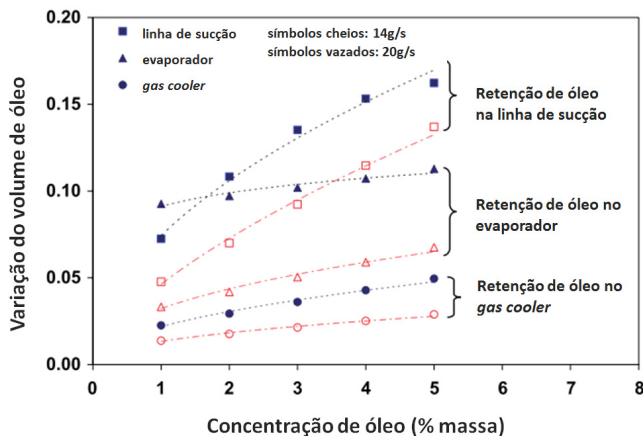


Figura B.7 - Volume de óleo em função da concentração de óleo e da vazão mássica (HWANG *et al.*, 2007)

A Figura B.8 ilustra o impacto da presença de óleo sobre a perda de carga. O Fator de aumento da perda de carga é a razão entre a perda de carga do escoamento com pelo valor sem óleo. Percebe-se que para vazões reduzidas (14g/s), a presença do óleo resulta num aumento significativo da perda de carga no evaporador em função da sua concentração. O aumento da vazão da mistura (27g/s) resultou numa menor perda de carga e numa menor variação em função da concentração de óleo. Este comportamento ocorre devido a variação do superaquecimento no evaporador em função da vazão mássica já que a carga térmica é igual para ambas as vazões. Para a vazão de

refrigerante reduzida, uma maior extensão do evaporador possui vapor. A ausência de líquido aumenta a concentração de óleo local, aumentando a viscosidade da mistura e, portanto, a perda de carga. Ao aumentar a vazão da mistura refrigerante + óleo, a frente de líquido avança no evaporador reduzindo a quantidade de vapor, a concentração local de óleo e a viscosidade da mistura, acarretando na diminuição da perda de carga. A Figura B.9 compara a perda de carga do evaporador e do *gas cooler* numa mesma condição de vazão. O impacto da concentração de óleo é superior no evaporador em todas as concentrações de óleo testadas.

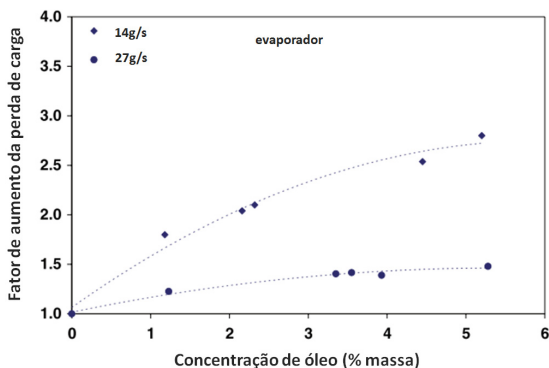


Figura B.8 – Incremento na perda de carga em função da concentração de óleo e da vazão mássica no evaporador (HWANG *et al.*, 2007)

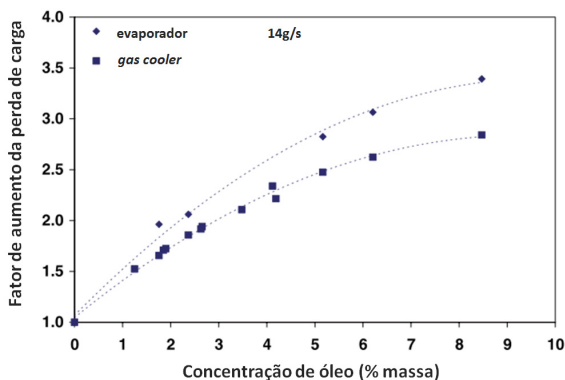


Figura B.9 – Incremento na perda de carga no evaporador e no *gas cooler* em função da concentração de óleo (HWANG *et al.*, 2007)

Pehlivanoglu *et al.* (2010) testaram a influência da presença de óleo sobre o coeficiente de transferência de calor. O lubrificante utilizado foi o POE

(Polyol Ester), que é miscível com o CO_2 na faixa de operação padrão da refrigeração. O evaporador é confeccionado com tubos de cobre de 6mm de diâmetro. A Figura B.10 compara o coeficiente de transferência de calor para o refrigerante puro (baseado no trabalho de PARK e HRNJAK, 2007, Figura 2.61) com misturas de CO_2 + óleo lubrificante em diversas concentrações. Percebe-se que o coeficiente de transferência de calor (HTC) é afetado pela presença do lubrificante e que a redução apresentada é proporcional a fração de óleo circulante (OCR). A redução do coeficiente de transferência de calor em função do título para o fluxo de $100\text{kg/m}^2\text{s}$ não foi explicado pelos autores. No entanto, nos testes de PARK e HRNJAK (2007) para o fluido puro (Figura 2.61), a redução do coeficiente observada para o fluxo de $100\text{kg/m}^2\text{s}$ foi explicado pela existência do padrão de escoamento estratificado, que degrada a taxa de transferência de calor em função da não homogeneidade do fluido no perímetro do tubo. O aumento do fluxo de massa proporcionou um padrão de escoamento anular e um incremento do processo convectivo que resultou num aumento do coeficiente de transferência de calor.

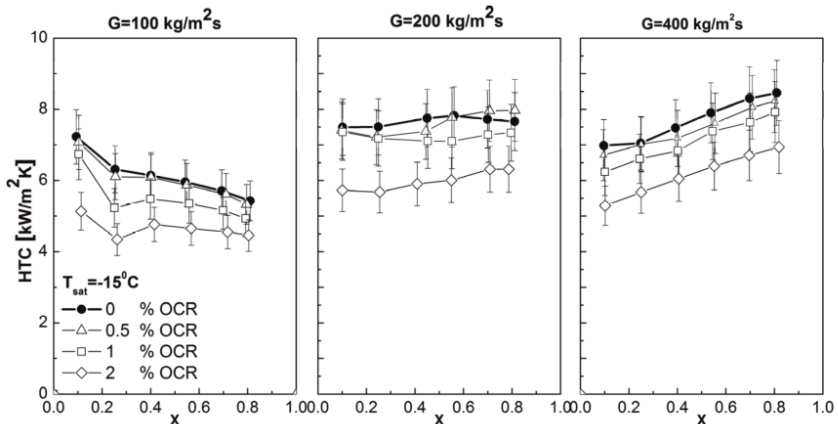


Figura B.10 - Coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de massa e da fração de circulação de óleo OCR (PEHLIVANOGLU *et al.*, 2010)

Diferentemente do observado por Hwang *et al.* (2007), Pehlivanoglu *et al.* (2010) não observaram influência da presença do lubrificante sobre a perda de carga (Figura B.11), que apresentou valores equivalentes nos diferentes fluxos de massa testados. Entretanto é possível traçar as seguintes diferenças entre os experimentos: a temperatura de teste (neste -15°C e -30°C e naquele $\approx 0^\circ\text{C}$), o tipo de óleo utilizado (neste POE miscível e naquele PAG imiscível) e o diâmetro dos tubos (neste 6mm e naquele 0,6mm).

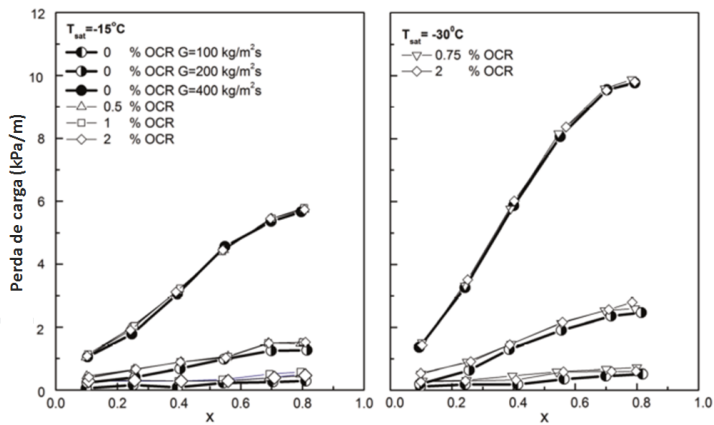


Figura B.11 - Perda de carga em função do título, do fluxo de massa e da concentração de óleo lubrificante (PEHLIVANOGLU *et al.*, 2010)

Kuang *et al.* (2003) estudaram a influencia do óleo lubrificante em diferentes concentrações em *gas coolers* do tipo microcanal, identificando um efeito negativo na sua presença. O coeficiente de transferência de calor diminui (Figura B.12) e a perda de carga aumenta (Figura B.13) à medida que a concentração de óleo aumenta. Próximo a condição pseudocrítica e com altos níveis de concentração de óleo, o coeficiente de transferência de calor reduziu até 65% enquanto que a perda de carga aumentou 50%. Outros autores, Mori *et al.* (2003), Dang *et al.* (2007) e Yun *et al.* (2007) obtiveram resultados que corroboram esse padrão.

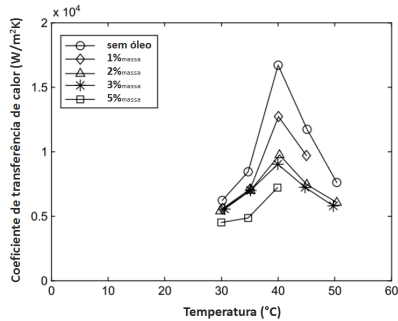


Figura B.12 - Efeito do óleo lubrificante sobre a transferência de calor no *gas cooler* (KUANG *et al.*, 2003 apud CHENG *et al.*, 2008a)

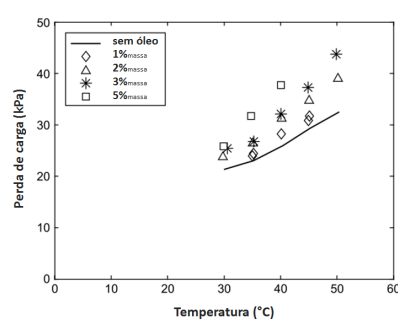


Figura B.13 - Efeito do óleo lubrificante sobre a perda de carga no *gas cooler* (KUANG *et al.*, 2003 apud CHENG *et al.*, 2008a)

A redução do coeficiente de transferência de calor seria resultado da maior resistência térmica gerada pela camada de óleo sobre a superfície interna do tubo, num mecanismo que varia com a temperatura da mistura CO_2 +óleo. Nas condições de pressão e temperatura do *gas cooler*, o óleo não é miscível com o refrigerante formando um escoamento bifásico cujo padrão depende das condições de operação. Com baixas vazões, o padrão é o estratificado, com o óleo na base do tubo. À medida que a vazão aumenta, ocorre um maior arraste de óleo em forma de gotas para o fluxo de refrigerante. Quando a vazão é alta o suficiente, forma-se um escoamento anular, com óleo recobrindo o tubo e pequenas gotas de óleo no núcleo de refrigerante. Ao aumentar a temperatura, a tensão superficial aumenta contribuindo para o deslocamento das gotículas de óleo para o filme nas paredes. Esse aumento da espessura do filme de óleo acarreta no aumento da resistência térmica e na respectiva redução do coeficiente de transferência de calor (DANG *et al.*, 2008).

O tipo de óleo utilizado pode proporcionar diferenças no comportamento do escoamento e, portanto, afetar de forma diferente a taxa de transferência de calor e a perda de carga. Lee e Kang (2008) avaliaram os lubrificantes POE (Polyol Ester), óleo sintético miscível com CO_2 e o PAG (Poly Alkylene Glycol), parcialmente miscível. Seus resultados indicam que o retorno de óleo de um trocador de calor varia em função da concentração de óleo e do seu tipo. As Figuras B.14 e B.15 mostram que o aumento da concentração de óleo e a diminuição da temperatura dificultam o retorno do óleo. Para todas as condições testadas, o retorno de óleo foi mais eficiente para o óleo tipo POE em virtude de sua maior miscibilidade com o CO_2 .

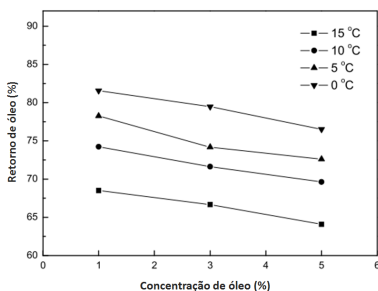


Figura B.14 - Relação de retorno de óleo PAG em função da temperatura e da concentração (LEE e KANG, 2008)

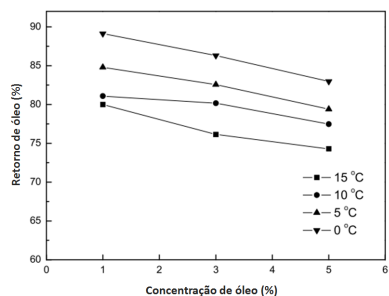


Figura B.15 - Relação de retorno de óleo POE em função da temperatura e da concentração (LEE e KANG, 2008)

APÊNDICE C. ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES DO APARATO EXPERIMENTAL

Tabela C.1 – Listagem dos equipamentos e especificações (continua)

	Descrição do equipamento	Modelo	Fabricante
Aquisição de dados	Placa de aquisição 333 kS/s, 16-Bit, 16-Analog-Input Multifunction DAQ	PCI-6052E - 2 canais de saída analógica 0-10V	National Instruments
	Chassi para interligação dos módulos de medição e controle	SCXI-1000, 4 baías	
	Cabo de comunicação chassi-placa de aquisição	SH68-68-EP	
	Módulo para medição de tensão (temperatura e sinais de pressão e vazão)	SCXI-1102 32ch entrada de tensão e/ou termopares	
	Bloco de terminais isotérmicos para conexão de termopares e sensores	SCXI-1303 32ch	
	Placa de relé	SCXI-1161 8relés, 3ciclos/s, 6A@250Vac	
	Módulo de conexão direta com placa de aquisição (feed through panel)	SCXI-1180	
	Bloco de terminais para comunicação com SCXI-1180	SCXI-1302	
Sensores	Analizador portátil de densidade	DMA-35	Anton Paar
	Transdutor de pressão	1-P3MBP / 100BAR	HBM
	Transdutor de pressão	1-P3MBP / 200BAR	
	Cabos de conexão dos transdutores de pressão P3MBP, 3m	1-KAB405.30A-3	
	Pressostato de segurança (sobre pressão lado de alta)	120bar / rearme em 93bar	-
	Sonda de temperatura termopar T 1,5mmX150mm M+F (MINI)	TMQSS-062U-6 (0,062"diam X 6")	Omega
	Adaptador para sonda de temperatura	SS-FER-1/16 Stainless Steel Ferrule, 1/16" X 1/8"NPT	
	Medidor de vazão volumétrica tipo Turbina	MF100-CB-PH-A-4X-V	Sponsler
	Medidor de vazão volumétrica tipo Turbina	MF125-CB-PH-A-4X-V	

Tabela C.1 – Listagem dos equipamentos e especificações (continua)

	Descrição do equipamento	Modelo	Fabricante
	Condicionador de Sinal Frequencia / Corrente 4-20mA	SP-712-2	
	Kit de reparo para medidor tipo Turbina modelo MF100-CB	SPART-PART-KIT-MF100-CB	
	Kit de reparo para medidor tipo Turbina modelo MF125-CB	SPART-PART-KIT-MF125-CB	
	Medidor de vazão mássica tipo Coriolis	MASS 2100 DI1.5 7 ME4100-1BL10-2AC1	Siemens
	Conversor de Sinal para MASS 2100	MASS6000, IP67, 115-230 VCA, 50/60 Hz 7ME4110-2AA10-1AA0	
Componentes gerais dos circuitos de refrigeração e secundários	Estrutura da bancada	perfil alumínio & proteção em policarbonato	Famak
	Compressor CO2	EK 6210 CD 220V/60Hz protótipo com visor de óleo no carter	Embraco
	Separador de óleo	Similar to 320, 130bar, ~4.75" length, 2.875" dia, ¼NPT	Temprite (EUA)
	Unidade de refrigeração	1800W MA-083	Marconi
	Banho termostático	1600W MA-159	
	Bomba Procon	113E080F31BA	Procon
	Bomba Procon	113E080F31BA	
	Acoplamento motor-bomba	3045	-
	Motores elétricos para acionamento das bombas	00562-0,5cv-3f -380V 4P 1750rpm IP55	WEG
	Inversores de frequencia para controle da rotação dos motores das bombas	CFW08 0016T3848PSZ	
	Filtros circuito secundário - carcaça policarbonato 8kg/cm2	AP055T	Cuno - 3M
	Elemento filtrante circuito do evaporador (etileno glicol)	Micro Wynd DPPPY1 1micron	
	Elemento filtrante circuito do gas cooler (água)	Micro Klean G78Y2-1T 1micron	
	Fonte de alimentação estabilizada	MCE 8140 - 110/220V 12VCC - 3A	MCE
	Fonte de alimentação estabilizada	MCE 856 - 110/220V 24VCC - 3A	

Tabela C.1 – Listagem dos equipamentos e especificações (continua)

	Descrição do equipamento	Modelo	Fabricante
	Fonte de alimentação não estabilizada	220Vac > 12Vdc	-
	Auto transformador de tensão variável	M-2407 0-220V	Auje
	Ventilador (cooler quadros de comando)	90mm	-
	Ventilador (cooler compressor)	120mm	-
	Balança de precisão	AS-5000 (5000g - 0,01g)	Marconi
	C3Driver 2,5A, 230V, Digital Interface+ electronic cam+IEC61131-3	C3S025V2F10 i11 T40 M00	Parker
	Servomotor 230VAC 6000rpm 0,21Nm 0,8 Aeff conector 0V	SMH40600.35590V64230	
	Cabo potência aplicação fixa p/ SMH & MH 5m	MOK55/03	
	Cabo resolver aplicação fixa SMH, MH, HDY, HJ, 5m	REK42/03	
	Kit para conexão p/ C3 S025,S063	ZBH02/01	
	PID para controle do Driver Parker	2416/VC/VH/R2/R2/V5/XX/ENG	Eurotherm
	Acessório de Controlador 2416 – comunicação Modbus RS485	SUB24/YM	
	Conversor de sinal PID	RS232/485	Contemp
	Material elétrico diverso (contadoras, fusíveis, botoeiras, fiação, fita isolante, etc)	-	-
	Material estrutural diverso (parafusos, placa de nylon, fita adesiva, etc)	-	-
Válvulas & conexões	Válvula solenóide (orifício de passagem 1mm, alta pressão de serviço)	HPV-122D	Saginomiya (Japão)
	Bobina válvula solenóide	HPV-MOAG335A1	
	Válvula de expansão eletrônica	UKV-J14D	
	Bobina válvula expansão eletrônica	UKV-A044	
	Válvula solenóide (orifício de passagem 7mm, alta pressão de serviço)	316064 BS1N G1/4 7 PA 100bar 230VAC stainless steel, NBR seals, piston PA-nylon	Jaksa (Eslovênia)

Tabela C.1 – Listagem dos equipamentos e especificações (continua)

Descrição do equipamento	Modelo	Fabricante
Válvula solenóide (orifício de passagem 7mm, alta pressão de serviço)	316064 BS1N G1/4 7 PA 100bar 230VAC stainless steel, EPDM seals, piston PA-nylon	
Válvulas esfera Valmicro	Aço inox A 351 GR CF8M, passagem plena, vedação Teflon+carbono, NPT 1/4" Classe 800 (138 bar)	Valmicro
Válvula agulha Hoke	1315G4Y	Hoke
Conector fêmea aço inox 1/4" OD x 1/8"NPT	4CF2-316	
Válvula esfera em aço inox 316, 3 vias, série 40G, vedação em teflon, 93°C - 193 bar, conexão ¼" OD	SS-43GXS4	Swagelok
Válvula esfera em aço inox 316, 2 vias, série 40G, vedação em teflon, 93°C - 193 bar, conexão ¼" OD	SS-43GS4	
Válvula esfera em aço inox 316, 2 vias, série 40G, vedação em teflon, 93°C - 193 bar, conexão ¼" NPT macho x ¼" OD	SS-43GM4-S4	
Válvula agulha inox 316 com obturador não-rotativo, vedação em teflon, conexão ¼" OD 93°C - 177 bar	SS-14DKS4	
Kit de vedação para válvula da série 14D, material etileno-propileno	EP70-91K-OD	
Kit de vedação para válvula da série 14D, material Kalrez	KZ70-91K-OD	
Porca em aço inox 316, ¼" OD	SS-402-1	
Jg.anilha (traseira+dianteira) em inox 316, ¼" OD	SS-400-SET	
União em aço inox 316, ¼" OD	SS-400-6	
Plug em aço inox 316, ¼" OD	SS-400-P	
Tampão em aço inox 316, ¼" OD	SS-400-C	
Tee união em aço inox 316, ¼"OD	SS-400-3	
Tee lateral aço inox 316, lateral 1/8" NPT fêmea, lateral e ramificação ¼" OD	SS-400-3TFT	

Tabela C.1 – Listagem dos equipamentos e especificações (continua)

Descrição do equipamento	Modelo	Fabricante
União cruz em aço inox 316, ¼" OD	SS-400-4	
Conector macho inox 316 ¼" NPT macho x ¼" OD	SS-400-1-4	
Conector fêmea inox 316 ¼" BSP fêmea paralela x ¼" OD	SS-400-7-4RJ	
Conector macho inox 316 ¼" BSP macho paralela x ¼" OD	SS-400-1-4RP	
Arruela de vedação (gasket) em cobre para conexão ¼" BSP macho paralela	CU-4-RP-2	
Cilindro de amostragem em aço inox 304L, 93°C – 93,7 bar, duas conexões ¼" NPT fêmea, 50 cm ³	304L-HDF4-50	
Cilindro de amostragem em aço inox 304L, 93°C – 93,7 bar, duas conexões ¼" NPT fêmea, 150 cm ³	304L-HDF4-150	
Cilindro de amostragem aço inox 316L, 93°C – 272 bar, duas conexões ¼"NPT fêmea, 500 cm ³	316L-50DF4-500	
Cilindro de amostragem em aço inox 304L, 93°C – 93,7 bar, duas conexões ¼" NPT fêmea, 500 cm ³	304L-HDF4-500	
Cilindro de amostragem em aço inox 304L, 93°C – 93,7 bar, duas conexões ¼" NPT fêmea, 1000 cm ³	304L-HDF4-1000	
Manômetro aço inox 316, dial 63 mm(2. ½"), escala de 0-100 bar, escala primária bar, secundária psi, conexão fundo ¼" OD Tube com glicerina	PGI-63B-BG100-L-AQ1	
Manômetro aço inox 316, dial 63 mm(2. ½"), escala de 0-160 bar, escala primária bar, secundária psi, conexão fundo ¼" OD Tube com glicerina	PGI-63B-BG160-L-AQ1	

Tabela C.1 – Listagem dos equipamentos e especificações (continua)

Descrição do equipamento		Modelo	Fabricante
	Filtro tipo linha série F, 93C – 177 bar, elemento filtrante tipo tela de 140 microns, conexão ¼" OD	SS-4F-140	
	Tubo em aço inox 316L, ¼" OD, parede de 0.89 mm, sem costura	tubo 316L 1/4"x 0,88	

APÊNDICE D. INCERTEZA DE MEDIÇÃO EXPERIMENTAL

Os conceitos referentes à incerteza de medição e aos procedimentos para seu cálculo são explicados nesta seção. São descritas as incertezas das grandezas medidas e calculadas as equações que definem as incertezas combinadas associadas aos balanços de energia nos trocadores de calor e ao COP. Por fim, é apresentada uma completa análise da influência da condição de operação do aparato experimental sobre a incerteza de medição estimada.

O parâmetro de comparação dos experimentos é o coeficiente de performance do sistema (COP), o qual correlaciona a capacidade de refrigeração disponibilizada e o respectivo consumo de energia. Desta forma, a eq. D.3 é a função objetivo a ser analisada, na qual \dot{Q}_{ev} representa a capacidade de refrigeração, avaliada no evaporador, e \dot{W}_{comp} a potência de compressão, avaliada no compressor.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{W}_{comp}} \quad D.3$$

A taxa de transferência de calor no evaporador (e no *gas cooler*) é calculada de duas maneiras, permitindo admitir duas fontes distintas de incerteza. Uma das formas é a partir de um balanço de energia no circuito principal de CO₂ e a segunda maneira através de um balanço de energia no circuito secundário (eq. D.4).

$$\dot{Q} = \dot{m} \Delta h \cong \rho \dot{V} \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad D.4$$

\dot{m}	vazão mássica de refrigerante (kg/s)
Δh	variação da entalpia do CO ₂ no evaporador (J/kg)
ρ	densidade do fluido secundário (kg/m ³)
\dot{V}	vazão volumétrica do fluido secundário (m ³ /s)
C_p	calor específico do fluido secundário (J/kg°C)
T	temperatura do fluido secundário (°C)

Já a potência no compressor (eq. D.5) é definida unicamente por um transdutor de potência.

$$\dot{W}_{comp} = P_W \quad \text{D.5}$$

A incerteza padrão combinada $u_c(Y)$ define a incerteza do resultado Y (temperatura, por exemplo) quando esta é obtida por meio de vários outros valores de grandeza x_i (para o exemplo da temperatura seriam o termopar, a junta de compensação, a conversão analógico-digital do sistema de aquisição, etc). Reflete a falta de conhecimento exato do valor da medida do mensurando Y em virtude das incertezas causadas pelos efeitos aleatórios e das correções dos erros sistemáticos dos parâmetros de entrada x_i que definem tal medida. Busca-se considerar, senão todas, a maioria das fontes de incerteza presentes na medição de uma grandeza. A expressão usada para estimar a incerteza padrão combinada de uma medição Y (eq. D.6) é definida pela lei de propagação das incertezas de medição (eq. D.7), onde pode-se definir os parâmetros de entrada $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, a incerteza padrão associada aos parâmetros de entrada $u(x_i)$ e o coeficiente de correlação entre os parâmetros de entrada $r(x_i, x_j)$ (INMETRO, 1998).

$$Y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad \text{D.6}$$

$$u_c^2(Y) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j) \quad \text{D.7}$$

A incerteza padrão combinada $u_c(Y)$ expressa o resultado dentro de uma faixa de 1 desvio padrão (68,27% para uma curva normal). Embora este valor $u_c(Y)$ possa ser usado para expressar a incerteza de um resultado de medição, existem casos onde é necessário expressar a incerteza dentro de um intervalo no qual se espera abranger uma extensa fração da distribuição de valores atribuídos ao mensurando. Desta exigência, define-se a incerteza expandida $U(Y)$ (eq. D.8), onde $u_c(Y)$ é a incerteza padrão combinada da medida Y e k é o fator de abrangência.

$$U(Y) = k \cdot u_c(Y) \quad \text{D.8}$$

O resultado de uma medição Y (eq. D.9) passa a ser expresso a partir da média das medições ' y ' e da incerteza expandida $U(Y)$. O resultado é interpretado de forma a significar que a melhor estimativa do valor atribuível

ao mensurando Y é a média ' y ' das ' n ' medições feitas e que o valor correto estará no intervalo $[y-U(Y)]$ e $[y+U(Y)]$.

$$Y = y \pm U(Y) \quad D.9$$

O valor do fator de abrangência k é escolhido com base no nível de confiança (P) requerido para o intervalo $[y-U(Y)]$ e $[y+U(Y)]$ e pelo número de medições feitas (tamanho da amostra n e grau de liberdade $v=n-1$), podendo ser determinado a partir da Distribuição- t ou Distribuição Student. Para o caso de $v > 100$ e para níveis de confiança P de 68,27%, 95,45% e 99,73%, o fator de abrangência k assume, respectivamente, os valores 1, 2 e 3.

Até então, definiu-se que a medida de um mensurando Y possui incertezas em seu valor e que esta falta de conhecimento exato é representado pela incerteza padrão combinada $u_c(Y)$ ou, se exigido, pela incerteza expandida $U(Y)$. Considerando que este mensurando Y é determinado a partir de parâmetros de entrada x_i , deve-se conhecer, portanto, quais são as incertezas associadas a cada um destes parâmetros de entrada, isto é, a Incerteza Padrão $u(x_i)$.

A incerteza padrão $u(x_i)$ dos parâmetros de entrada x_i de uma grandeza Y é avaliada de acordo com o tipo de informação disponível para o procedimento e expressa o resultado dentro de uma faixa de 1 desvio padrão (68,27% para uma curva normal):

Incerteza padrão do Tipo A

No caso de serem feitas ' n ' observações independentes do parâmetro x_i obtidas sob as mesmas condições de medição, a melhor estimativa para o valor do mensurando é a sua média aritmética (eq. D.10).

$$\bar{x}_i = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n x_{i,k} \quad D.10$$

As observações $x_{i,k}$ diferem em valor por causa de variações aleatórias na grandeza de influência. Assim, a incerteza padrão $u(x_i)$ é definida pelo desvio padrão experimental da média (eq. D.11) onde $S^2(x_{i,k})$ é a variância das n observações de x_i (eq. D.12).

$$u(\bar{x}_i) = \sqrt{\frac{S^2(x_{i,k})}{n}} \quad \text{D.11}$$

$$S^2(x_{i,k}) = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (x_{i,k} - \bar{x}_i)^2 \quad \text{D.12}$$

Incerteza padrão do Tipo B

Caso onde, para a avaliação da incerteza padrão $u(x_i)$ do parâmetro x_i , é usado o julgamento científico baseado em toda a informação disponível sobre a variabilidade da quantidade de entrada (VUOLO, 1998). O conjunto de informações pode incluir dados de experiências prévias, especificações de fabricantes, dados fornecidos em certificados de calibração, entre outros. Um dos problemas é que a avaliação da incerteza Tipo B é bastante subjetiva pois reflete, em grande parte, o grau de conhecimento do avaliador sobre o mensurando e a sua medição. A qualidade e a utilidade da incerteza indicada depende do entendimento, da análise crítica e da integridade dos dados e da pessoa que atribui tal valor.

- *Incerteza estimada a partir de dados completos de manuais e calibração*

Se forem fornecidos dados completos, constando os valores da incerteza 'a' (absoluta ou em base percentual de fundo de escala), o fator de abrangência 'k' e o nível de confiança 'P', pode-se utilizar uma distribuição normal (gaussiana) ou t-Student para definir a incerteza padrão $u(x_i)$ (eq. D.13). O que se interpreta neste caso é que o valor 'a' fornecido trata-se da incerteza expandida $U(Y)$ do instrumento, devendo-se então determinar simplesmente a sua incerteza padrão $u(x_i)$ a partir do cálculo inverso ao descrito anteriormente.

$$u(x_i) = \frac{a}{k} \quad \text{D.13}$$

- *Incerteza estimada a partir de dados insuficientes*

Se a única informação disponível for que a medição x_i está num intervalo de incerteza $\pm a$, sem informações do fator de abrangência ou do

tamanho da amostra e do nível de confiança para defini-lo, fica impossível estipular o tipo de curva - gaussiana ou *t-Student* - que fora utilizada para definir o valor de sua incerteza. A alternativa aceitável é então admitir que a medida pode estar em qualquer ponto do intervalo $x_i - a < x_i < x_i + a$ com igual probabilidade. De maneira conservativa, adota-se uma distribuição retangular considerando o $k = \sqrt{3} = 1,73$ e estimando então o valor de $u(x_i)$ através da eq. D.14:

$$u(x_i) = \frac{a}{\sqrt{3}} \quad \text{D.14}$$

Um exemplo prático da aplicação deste conceito é quando se conhece apenas a resolução de um instrumento. Mesmo se as observações repetidas forem todas idênticas, a incerteza de medição atribuível à repetitividade não será zero, pois há uma faixa de sinais de entrada no instrumento, varrendo um intervalo conhecido, que dariam a mesma indicação. Se a resolução do dispositivo é ' a ', o valor do estímulo x_i que produz uma indicação pode estar igualmente distribuído na faixa de $x_i - a$ até $x_i + a$. O estímulo é então descrito por uma distribuição de probabilidade retangular (eq. D.14).

○ *Incerteza atribuída a uma curva de ajuste*

É comum a utilização de curvas de calibração obtidas através de redução por mínimos quadrados dos valores conhecidos do mensurando (V_{pd}) e do sinal então fornecido pelo instrumento de medição (usualmente uma faixa de tensão ou corrente). Desta forma, é necessário avaliar a incerteza do valor calculado a partir desta curva de calibração (V_{calc}). A incerteza de medição do ajuste $u(x_i)$ corresponde a eq. D.15.

$$u(x_i) = \pm \sqrt{\frac{\sum (V_{pd} - V_{calc})^2}{N - (1 + GP)}} \quad \text{D.15}$$

onde:

V_{pd} = valor padrão conhecido do mensurando

V_{calc} = valor do mensurando calculado pelo ajuste

GP = grau do polinômio da curva

N = número de pontos considerados no cálculo da curva de ajuste

○ *Incerteza de propriedades físicas e termodinâmicas calculadas*

A incerteza associada ao cálculo de uma propriedade física ou termodinâmica é obtida através da avaliação da incerteza combinada desta propriedade em função das incertezas atribuídas aos parâmetros medidos que a definem (APREA *et al.*, 1997). Por exemplo, a entalpia 'h' é calculada a partir dos dados de pressão 'P' e temperatura 'T' do fluido. Entretanto, 'P' e 'T' possuem incertezas atribuídas à sua medição sendo que estas devem ser consideradas no cálculo de 'h'. Neste exemplo, a incerteza da entalpia $u_c(h)$ é combinada com as incertezas da temperatura $u(T)$ e da pressão $u(P)$:

$h_0 = f(P, T)$ – entalpia calculada para temperatura e pressão lidas;

$u(T)$ - incerteza na temperatura

$u(P)$ - incerteza na pressão

$h_P^+ = f(P + u(P), T)$ - entalpia calculada considerando a temperatura lida e a pressão lida somada de sua incerteza;

$h_P^- = f(P - u(P), T)$ - entalpia calculada considerando a temperatura lida e a pressão lida subtraída de sua incerteza;

$h_T^+ = f(P, T + u(T))$ - entalpia calculada considerando a temperatura lida somada de sua incerteza e a pressão lida;

$h_T^- = f(P, T - u(T))$ - entalpia calculada considerando a temperatura lida subtraída de sua incerteza e a pressão lida;

$u(h)_P = \frac{|h_P^+ - h_0| + |h_P^- - h_0|}{2}$ - incerteza da entalpia relativa à incerteza da pressão;

$u(h)_T = \frac{|h_T^+ - h_0| + |h_T^- - h_0|}{2}$ - incerteza da entalpia relativa à incerteza da temperatura;

$u_c(h) = \sqrt{[u(h)_P]^2 + [u(h)_T]^2}$ - incerteza combinada da entalpia associada às incertezas da pressão e da temperatura.

Os diversos parâmetros de entrada para o cálculo do COP são analisados a seguir a fim de definir a Incerteza Padrão que representa uma

padronização dos valores de incerteza fornecidos por fabricantes e obtidos em processos de calibração. O seu valor define uma distribuição normal ou retangular das medições com uma variação de 1 desvio padrão (1σ). A seguir calcula-se a Incerteza Combinada (1σ) e a Incerteza Expandida com um $k=2$ (2σ) representando um nível de confiança P de 95,45%.

▪ TEMPERATURA

A medição de temperatura é feita através de termopares do tipo T. Os sensores foram calibrados *in loco* para garantir a redução da incerteza associada à cadeia de medição de temperatura que envolve desde o sensor (termopar) ao sistema de aquisição de dados (junta de referência de temperatura e voltímetro). Além da redução da incerteza de medição, a calibração dos termopares também garante a correção dos erros associados à montagem do termopar – conexão na placa de aquisição e soldagem do cabo de compensação – e de erros na medição da temperatura de referência em virtude de possíveis gradientes de temperatura na junta de compensação. Além de aumentar a incerteza de medição, tais erros causam desvios consideráveis na temperatura medida.

Ao proceder a calibração *in loco* as incertezas dos equipamentos são eliminadas já que as inconformidades geradas por eles (erros sistemáticos) são corrigidas pela calibração. Desta forma, para o cálculo da incerteza da temperatura é suficiente considerar a incerteza dos parâmetros de calibração e da repetitividade da medição (erro aleatório): (i) termômetro utilizado como padrão de temperatura durante a calibração; (ii) curva de ajuste (calibração); (iii) repetitividade dos valores calculados.

Tabela D.2 - Incerteza padrão combinada para a temperatura

#	Descrição	Tipo	Valor	Distribuição	Divisor	u_i	ν_i
1	Termômetro de referência	B	0,10°C	retangular	$\sqrt{3}$	0,06°C	∞
2	Curva de ajuste (calibração)	B	0,10°C		1,00	0,10°C	∞
3	Repetitividade	A	0,0032°C		1,00	0,0032°C	∞
4	Incerteza combinada			$u_c(T) = \sqrt{\sum u_i^2}$		$\pm 0,12^\circ\text{C}$	∞
5	Incerteza expandida ($k=2$, $P=95,45\%$)			$U(T) = k \cdot u_c(T)$		$\pm 0,2^\circ\text{C}$	∞

▪ **VAZÃO VOLUMÉTRICA DOS CIRCUITOS SECUNDÁRIOS**

A vazão volumétrica dos fluidos secundários nos trocadores de calor é medida através de sensores do tipo turbina que possuem um sinal de saída em tensão proporcional à vazão. O processo de calibração consiste em associar uma curva de ajuste para a vazão volumétrica padrão conhecida (V_{pd}) em função do sinal de tensão do transdutor. Além disso, a calibração ajuda, da mesma maneira como foi para a temperatura, a eliminar os erros sistemáticos da medição. O processo compreende em estabelecer diversas vazões mássicas de referência (kg/min) calculadas através da medição do tempo (t) de enchimento de um becker com água cuja massa (m) é medida numa balança. A vazão volumétrica de referência V_{ref} (m³/min) é então calculada dividindo-se a vazão mássica pela densidade da água (ρ), calculada a partir de sua temperatura (eq.D.16).

$$\dot{V}_{ref} = \frac{m[kg]}{\rho[kg/m^3]t[min]}$$

D.16

As fontes de incerteza da vazão volumétrica são: (i) a vazão de referência (eq. D.16) que, por sua vez, depende da combinação das incertezas da massa de água (balança), do tempo de enchimento do volume (cronômetro) e da avaliação da densidade da água; (ii) a curva de ajuste (calibração); (iii) a repetitividade dos valores calculados.

Tabela D.3 – Incerteza padrão combinada para a vazão do evaporador

#	Descrição	Tipo	Valor	Distribuição	Divisor	u_i	v_i
6	Vazão de referência (média)	B	6,69E-08 m ³ /min		1,00	6,69E-08 m ³ /min	∞
7	Curva de ajuste (calibração)	B	7,29E-13 m ³ /min		1,00	7,29E-13 m ³ /min	∞
8	Repetitividade	A	1,28E-07 m ³ /min		1,00	1,28E-07 m ³ /min	∞
9	Incerteza combinada		$u_C(\dot{V}_{evap}) = \sqrt{\sum u_i^2}$			±1,44E-07 m ³ /min	∞
10	Incerteza expandida (k=2, P=95,45%)		$U(\dot{V}_{evap}) = k \cdot u_C(\dot{V}_{evap})$			±3E-07 m ³ /min	∞

Tabela D.4 - Incerteza padrão combinada para a vazão do *gas cooler*

#	Descrição	Tipo	Valor	Distribuição	Divisor	u_i	v_i
11	Vazão de referência (média)	B	2,26E-07 m ³ /min		1,00	2,26E-07 m ³ /min	∞
12	Curva de ajuste (calibração)	B	2,99E-10 m ³ /min		1,00	2,99E-10 m ³ /min	∞
13	Repetitividade	A	9,31E-08 m ³ /min		1,00	9,31E-08 m ³ /min	∞
14	Incerteza combinada			$u_c(\dot{V}_{gc}) = \sqrt{\sum u_i^2}$		$\pm 2,44\text{E-}07$ m ³ /min	∞
15	Incerteza expandida (k=2, P=95,45%)			$U(\dot{V}_{gc}) = k \cdot u_c(\dot{V}_{gc})$		$\pm 5\text{E-}07$ m ³ /min	∞

▪ VAZÃO MÁSSICA DO CIRCUITO PRINCIPAL

A vazão mássica de CO₂ no circuito de refrigeração é medida por um transdutor de vazão do tipo Coriolis. O sensor é calibrado *in loco* para identificar a curva de ajuste da vazão mássica em função do sinal de tensão fornecido pelo sensor. O procedimento de calibração consiste em gerar uma ampla faixa de vazão na própria bancada de testes onde o sensor é aplicado e anotar os valores de vazão indicado no painel digital do próprio sensor, valor esse certificado pelo fabricante e cuja incerteza é baixa o suficiente para descartar outros métodos mais complexos para determinação da referência. Do certificado de calibração do sensor obtém-se a informação de que o máximo erro observado em medições sucessivas de vazão foi de 0,03% para uma vazão de 14,511kg/h, ou seja, um erro absoluto de 4,35E-3kg/h. Este valor de erro é considerado como sendo a incerteza para a vazão mássica de referência. Os valores de vazão lidos são então ajustados com os valores de tensão obtidos no sistema de aquisição.

A incerteza padrão combinada da vazão mássica considera, portanto as incertezas dos seguintes parâmetros: (i) vazão mássica de referência (sensor de vazão Coriolis); (ii) curva de ajuste (calibração); (iii) repetitividade.

▪ PRESSÃO

A pressão do circuito de refrigeração é medida por transdutores de pressão com escalas de 100bar e 200bar. Os transdutores não foram calibrados *in loco* sendo que a curva de ajuste foi gerada considerando unicamente os dados de calibração fornecida pelo fabricante. São também consideradas algumas informações sobre incertezas relativas à variação da

temperatura de operação e da variação da tensão de alimentação, já que os erros associados a estes fatores não são corrigidos por calibração.

Portanto, os fatores considerados na análise são: (i) curva de ajuste (a partir dos dados de calibração do fabricante); (ii) repetitividade; (iii) efeito da temperatura (manual); (iv) efeito da variação da fonte de alimentação (manual).

Tabela D.5 – Incerteza padrão combinada da vazão mássica

#	Descrição	Tipo	Valor	Distribuição	Divisor	u_i	v_i
16	Vazão de referência (sensor)	B	4,35E-3 kg/h		1,00	4,35E-3 kg/h	∞
17	Curva de ajuste (calibração)	B	5,87E-4 kg/h		1,00	5,87E-4 kg/h	∞
18	Repetitividade	A	9,74E-4 kg/h		1,00	9,74E-4 kg/h	∞
19	Incerteza combinada			$u_C(m) = \sqrt{\sum u_i^2}$		$\pm 0,0045$ kg/h	∞
20	Incerteza expandida (k=2, P=95,45%)			$U(m) = k \cdot u_C(m)$		$\pm 0,01$ kg/h	∞

Tabela D.6 – Incerteza padrão combinada para a pressão - escala 100bar

#	Descrição	Tipo	Valor	Distribuição	Divisor	u_i	v_i
21	Curva de ajuste	B	8,84E-6 bar		1,00	8,84E-6 bar	∞
22	Repetitividade	A	1,55E-3 bar		1,00	1,55E-3 bar	∞
23	Efeito da temperatura (0,20%FS)	B	0,20bar	retangular	$\sqrt{3}$	0,11	∞
24	Variação da fonte de alimentação (0,10%FS)	B	0,10bar	retangular	$\sqrt{3}$	0,06	∞
25	Incerteza combinada			$u_C(P_{100}) = \sqrt{\sum u_i^2}$		$\pm 0,13$ bar	∞
26	Incerteza expandida (k=2, P=95,45%)			$U(P_{100}) = k \cdot u_C(P_{100})$		$\pm 0,3$ bar	∞

Tabela D.7 - Incerteza padrão combinada para a pressão - escala 200bar

#	Descrição	Tipo	Valor	Distribuição	Divisor	u_i	v_i
27	Curva de ajuste	B	4,69E-6 bar		1,00	4,69E-6 bar	∞
28	Repetitividade	A	4,32E-3 bar		1,00	4,32E-3 bar	∞
29	Efeito da temperatura (0,20%FS)	B	0,40bar	retangular	$\sqrt{3}$	0,23	∞
30	Variação da fonte de alimentação (0,10%FS)	B	0,20bar	retangular	$\sqrt{3}$	0,11	∞
31	Incerteza combinada		$u_c(P_{200}) = \sqrt{\sum u_i^2}$			$\pm 0,26$ bar	∞
32	Incerteza expandida (k=2, P=95,45%)		$U(P_{200}) = k \cdot u_c(P_{200})$			$\pm 0,5$ bar	∞

▪ PARÂMETROS ELÉTRICOS

Os transdutores elétricos usados para avaliar os parâmetros de alimentação elétrica do compressor – tensão, corrente e potência – não foram calibrados in loco e a curva de calibração foi determinada como sugerido pelo fabricante, adotando um sinal de 0V para o valor nulo do parâmetro e 5V como sinal para o fundo de escala do transdutor. Neste caso, o fabricante sugere um erro máximo para os transdutores de 0,25% do fundo de escala (FS). Aqui não é analisada a incerteza da curva de ajuste já que não existem valores de calibração para serem usados como referência para comparação. Considera-se, entretanto, a repetitividade das medições a partir de um teste padrão: (i) repetitividade; (ii) erro máximo do transdutor (manual).

Tabela D.8 - Incerteza padrão combinada da tensão

#	Descrição	Tipo	Valor	Distribuição	Divisor	u_i	v
33	Repetitividade (tensão)	A	3,26E-6 V		1.00	3,2E-6 V	∞
34	Erro máximo transdutor (0,25%FS – 220V)	B	0,55 V	retangular	$\sqrt{3}$	0,31 V	∞
35	Incerteza combinada		$u_c(Vca) = \sqrt{\sum u_i^2}$			$\pm 0,31$ V	∞
36	Incerteza expandida (k=2, P=95,45%)		$U(Vca) = k \cdot u_c(Vca)$			$\pm 0,6$ V	∞

Tabela D.9 - Incerteza padrão combinada da corrente

#	Descrição	Tipo	Valor	Distribuição	Divisor	u_i	ν
37	Repetitividade (corrente)	A	6,53E-4 A		1.00	6,53E-4 A	∞
38	Erro máximo transdutor (0,25%FS – 5A)	B	1,25E-2 A	retangular	$\sqrt{3}$	7,21E3 A	∞
39	Incerteza combinada		$u_c(Ica) = \sqrt{\sum u_i^2}$			$\pm 7,2E-3$ A	∞
40	Incerteza expandida (k=2, P=95,45%)		$U(Ica) = k \cdot u_c(Ica)$			$\pm 0,01$ A	∞

Tabela D.10 - Incerteza padrão combinada da potência elétrica

#	Descrição	Tipo	Valor	Distribuição	Divisor	u_i	ν
41	Repetitividade (potência)	A	0,196W		1.00	0,196W	∞
42	Erro máximo transdutor (0,25%FS – 1000W)	B	2,5W	retangular	$\sqrt{3}$	1,44W	∞
43	Incerteza combinada		$u_c(W) = \sqrt{\sum u_i^2}$			$\pm 1,46W$	∞
44	Incerteza expandida (k=2, P=95,45%)		$U(W) = k \cdot u_c(W)$			$\pm 3W$	∞

Após as incertezas combinadas dos parâmetros de entrada $u_c(x_i)$ terem sido estimados, calcula-se a as equações que definem as incertezas combinadas nos componentes.

▪ **EVAPORADOR**

Incerteza da capacidade de refrigeração do evaporador considerando o fluxo de refrigerante e o fluxo de fluido secundário.

- *Lado do refrigerante*

$$Q_e^R = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

D.17

$$u_c(Q_e^R) = \sqrt{[C_m u(m)]^2 + [C_{h1} u(h)]^2 + [C_{h2} u(h)]^2} \quad D.18$$

$$C_m = \frac{\partial Q_e^R}{\partial m} = h_1 - h_4 \quad D.19$$

$$C_{h1} = \frac{\partial Q_e^R}{\partial h_1} = +m \quad D.20$$

$$C_{h4} = \frac{\partial Q_e^R}{\partial h_4} = -m \quad D.21$$

○ *Lado do fluido secundário*

Assume-se a dependência das propriedades físicas em relação à temperatura, sendo que o coeficiente de correlação $r(x_i, x_j)$ assume o valor +1.

$$Q_e^A = \rho \dot{V}_{evap} C_p (T_{e.o} - T_{e.i}) \quad D.22$$

$$\begin{aligned} u_c(Q_e^A) = & \sqrt{[C_\rho u(\rho)]^2 + [C_{\dot{V}_{evap}} u(\dot{V}_{evap})]^2 + \dots} \\ & \dots + [C_{Cp} u(Cp)]^2 + [C_{To} u(T_{e.o})]^2 + [C_{Ti} u(T_{e.i})]^2 + \dots \\ & \dots + 2 \left\{ [C_\rho \cdot C_{Ti} \cdot u(\rho) u(T_{e.i})] + [C_{Cp} \cdot C_{Ti} \cdot u(Cp) u(T_{e.i})] \right\} \end{aligned} \quad D.23$$

$$C_\rho = \frac{\partial Q_e^A}{\partial \rho} = \dot{V}_{evap} C_p (T_{e.o} - T_{e.i}) \quad D.24$$

$$C_{\dot{V}_{evap}} = \frac{\partial Q_e^A}{\partial \dot{V}_{evap}} = \rho C_p (T_{e.o} - T_{e.i}) \quad D.25$$

$$C_{Cp_{evap}} = \frac{\partial Q_e^A}{\partial Cp_{evap}} = \rho \dot{V}_{evap} (T_{e.o} - T_{e.i}) \quad D.26$$

$$C_{To} = \frac{\partial Q_e^A}{\partial T_{e.o}} = +\rho \dot{V}_{evap} Cp_{evap} \quad D.27$$

$$C_{Ti} = \frac{\partial Q_e^A}{\partial T_{e.i}} = -\rho \dot{V}_{evap} Cp_{evap} \quad D.28$$

▪ **GAS COOLER**

- *Lado do refrigerante*

$$Q_{gc}^R = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad D.29$$

$$u_C(Q_{gc}^R) = \sqrt{[C_m u(m)]^2 + [C_{h_2} u(h)]^2 + [C_{h_3} u(h)]^2} \quad D.30$$

$$C_m = \frac{\partial Q_{gc}^R}{\partial m} = h_2 - h_3 \quad D.31$$

$$C_{h_3} = \frac{\partial Q_{gc}^R}{\partial h_3} = -m \quad D.32$$

$$C_{h_2} = \frac{\partial Q_{gc}^R}{\partial h_2} = +m \quad D.33$$

- *Lado do fluido secundário*

$$Q_{gc}^A = \rho \dot{V}_{gc} Cp_{gc} (T_{G.o} - T_{G.i}) \quad D.34$$

$$\begin{aligned}
u_C(Q_{gc}^A) = & \sqrt{[C_\rho u(\rho)]^2 + [C_{\dot{V}_{gc}} u(\dot{V}_{gc})]^2 + \dots} \\
& \sqrt{\dots + [C_{Cp} u(Cp)]^2 + [C_{T_o} u(T_{G.o})]^2 + [C_{T_i} u(T_{G.i})]^2 + \dots} \\
& \dots + 2 \left\{ [C_\rho \cdot C_{T_i} \cdot u(\rho) u(T_{G.i})] + [C_{Cp} \cdot C_{T_i} \cdot u(Cp) u(T_{G.i})] \right\} \quad D.35
\end{aligned}$$

$$C_\rho = \frac{\partial Q_{gc}^A}{\partial \rho} = \dot{V}_{gc} Cp_{gc} (T_{G.o} - T_{G.i}) \quad D.36$$

$$C_{\dot{V}_{gc}} = \frac{\partial Q_{gc}^A}{\partial \dot{V}_{gc}} = \rho Cp_{gc} (T_{G.o} - T_{G.i}) \quad D.37$$

$$C_{Cp_{gc}} = \frac{\partial Q_{gc}^A}{\partial Cp_{gc}} = \rho \dot{V}_{gc} (T_{G.o} - T_{G.i}) \quad D.38$$

$$C_{T_o} = \frac{\partial Q_{gc}^A}{\partial T_{G.o}} = + \rho \dot{V}_{gc} Cp_{gc} \quad D.39$$

$$C_{T_i} = \frac{\partial Q_{gc}^A}{\partial T_{G.i}} = - \rho \dot{V}_{gc} Cp_{gc} \quad D.40$$

▪ POTÊNCIA DE COMPRESSÃO

A incerteza na potência de compressão é dada simplesmente para incerteza do transdutor de potência.

$$W = P_w \quad D.41$$

$$u(W) = u(P_w) \quad D.42$$

▪ COEFICIENTE DE PERFORMANCE – COP

$$COP = \frac{Q_e}{W} \quad D.43$$

$$u_c(COP) = \sqrt{[C_{Q_e}u(Q_e)]^2 + [C_Wu(W)]^2} \quad D.44$$

$$C_{Q_e} = \frac{\partial COP}{\partial Q_e} = \frac{1}{W} \quad D.45$$

$$C_W = \frac{\partial COP}{\partial W} = -\frac{Q_e}{W^2} \quad D.46$$

A seguir é feita uma análise bastante ampla dos resultados de incerteza de vários ensaios experimentais, permitindo uma melhor interpretação do comportamento da incerteza da bancada sob várias condições de operação.

A Figura D.16 mostra que a incerteza absoluta do COP calculado através do balanço de energia no lado do fluido secundário no evaporador varia de 0,02 a 0,06 em função da taxa de dissipação de calor. Estes valores representam uma incerteza relativa aproximadamente constante de 4% (Figura D.17). A incerteza da taxa de transferência de calor no evaporador calculada pelo lado do fluido secundário varia conforme mostram a Figura D.18 para valores absolutos e a Figura D.19 para valores relativos. Percebe-se que a incerteza do COP praticamente copia a incerteza da taxa de transferência de calor do evaporador já que a parcela relativa a potência de compressão é muito pequena.

A incerteza absoluta das taxas de transferência de calor no lado do fluido secundário do evaporador e do *gas cooler* são diretamente proporcionais à taxa de transferência de calor. A incerteza absoluta no evaporador (Figura D.18) é aproximadamente 10W superior a do *gas cooler* (Figura D.20) devido a maior incerteza atribuída ao C_p e à densidade pela utilização do etileno-glicol na água. A incerteza relativa da taxa de transferência de calor no *gas cooler* (Figura D.21) varia de 2% a 5%, de acordo com a capacidade aplicada, diferentemente do evaporador que apresenta um valor constante.

A maior dispersão nos valores de incerteza para o *gas cooler* em relação ao evaporador é atribuída à lógica dos testes considerados nestas análises. Para variar a taxa de transferência de calor no evaporador ($q = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot \Delta T$), era ajustada somente a vazão do fluido secundário enquanto que no *gas cooler*, vazão e ΔT variavam simultaneamente. Desta forma, a incerteza do evaporador é influenciada quase que exclusivamente pela incerteza da vazão enquanto que a do *gas cooler* sofre influência tanto da vazão como do ΔT .

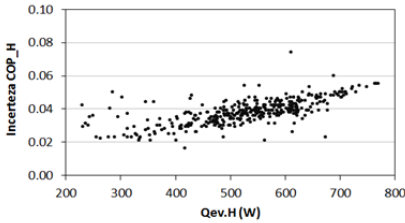


Figura D.16 - Incerteza absoluta no COP em função da taxa de dissipação no evaporador

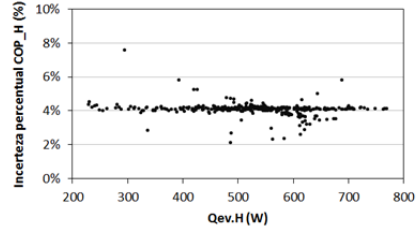


Figura D.17 - Incerteza relativa no COP em função da taxa de dissipação no evaporador

A incerteza percentual da taxa de transferência de calor calculada pelo lado do refrigerante no evaporador e no *gas cooler* são mostradas nas Figuras D.22 e D.23, respectivamente. Percebe-se que, diferentemente do que ocorre no balanço do lado do fluido secundário, as incertezas de ambos os trocadores apresentam uma variação inversamente proporcional à taxa de transferência de calor, de 2% a 7%, aproximadamente. Além desta variação, a incerteza da taxa de transferência de calor calculada pelo lado do refrigerante também apresenta uma maior dispersão de resultados quando comparada à incerteza do balanço de energia pelo lado do fluido secundário (Figura D.19).

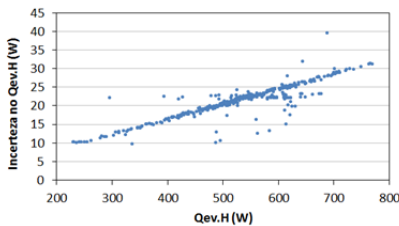


Figura D.18 - Incerteza absoluta da taxa de transferência de calor no evaporador

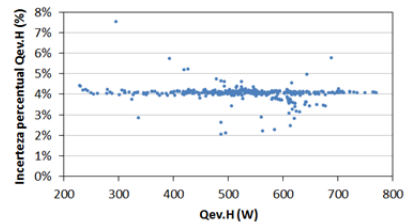


Figura D.19 - Incerteza relativa da taxa de transferência de calor no evaporador

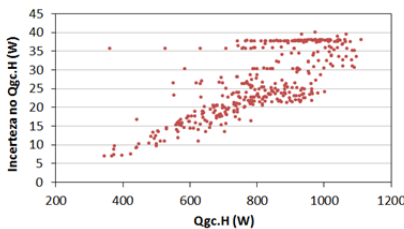


Figura D.20 - Incerteza absoluta da taxa de transferência de calor no *gas cooler*

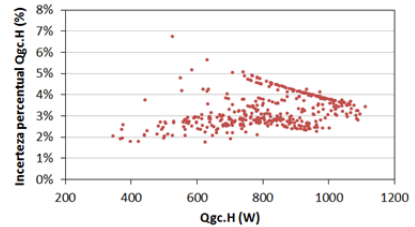


Figura D.21 - Incerteza relativa da taxa de transferência de calor no *gas cooler*

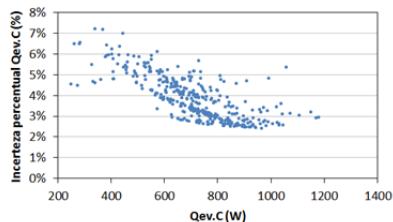


Figura D.22 - Incerteza percentual da taxa de transferência de calor no evaporador

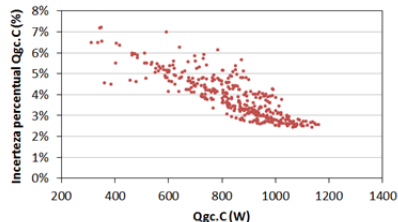


Figura D.23 - Incerteza percentual da taxa de transferência de calor no *gas cooler*

A dispersão nos valores de incerteza para a taxa de transferência de calor no evaporador influencia os resultados de incerteza do COP, como pode ser observado na Figura D.24 para os valores absolutos e na Figura D.25 para os valores percentuais. O COP variou de 3% a 9%, dependendo da condição de operação. Aqui também a dispersão apresentada foi maior que a observada para o lado do fluido secundário (Figuras D.16 e D.17).

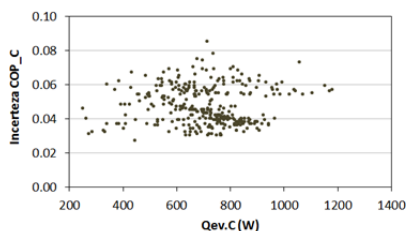


Figura D.24 - Incerteza absoluta no COP via balanço no lado do refrigerante vs. taxa de transferência de calor

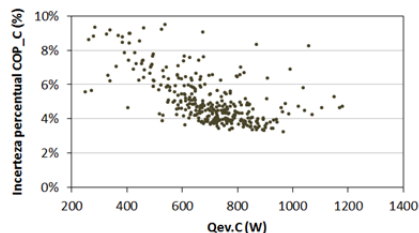


Figura D.25 - Incerteza relativa no COP via balanço no lado do refrigerante vs. taxa de transferência de calor

A dispersão nos resultados de incerteza para os parâmetros calculados por balanços de energia pelo lado do refrigerante é atribuída à grande variação da incerteza da entalpia na saída do *gas cooler* causada pelo peculiar formato em 'S' das isotermas na região. A saída do *gas cooler* situa-se numa região próxima ao ponto crítico (ponto 3 no diagrama 'pressão vs. entalpia' da Figura D.26), região que apresenta uma intensificação do gradiente de temperatura e que resulta em grandes variações das propriedades físicas. Considerando que a entalpia é calculada a partir da pressão e da temperatura medidas, uma pequena incerteza nesses parâmetros de entrada acarreta em uma grande incerteza combinada para a entalpia calculada.

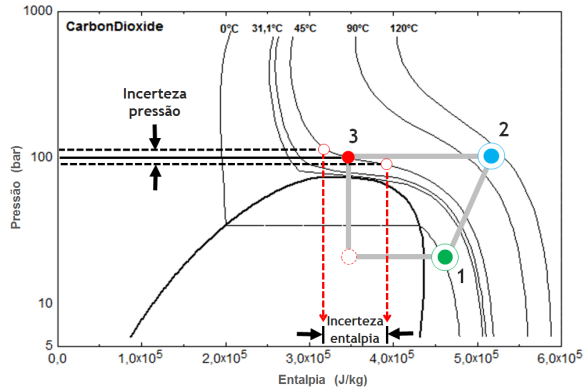


Figura D.26 - Diagrama P vs. h indicando os pontos de referência para a entalpia do ciclo de refrigeração

A Figura D.27 mostra o comportamento da incerteza da entalpia na saída do *gas cooler* em função da pressão e da temperatura. Usando a temperatura de 38°C como referência, percebe-se que, à medida que a pressão aumenta, a incerteza da entalpia atinge um ponto de máximo de 6000J/kg a uma pressão de 85bar, tornando a diminuir a valores de 700J/kg a 110bar. Por sua vez, a temperatura afeta o ponto de máximo de forma inversamente proporcional. Neste caso, quanto mais próximo do ponto crítico (30,9°C@73,8bar), maior será o ponto de máximo para a incerteza.

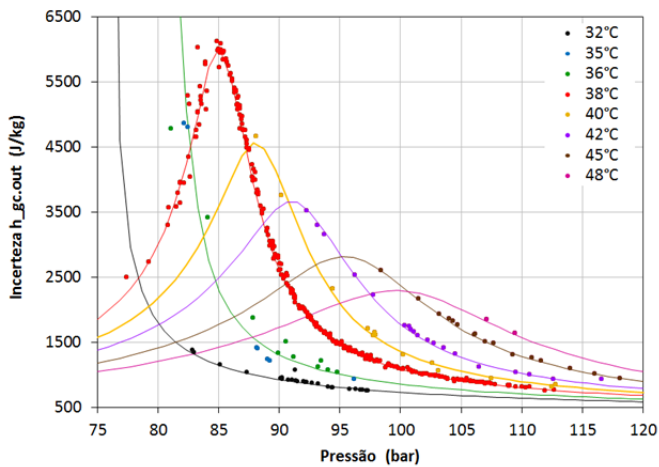


Figura D.27 - Incerteza da entalpia de saída do *gas cooler* em função da pressão de descarga e da temperatura

Comparativamente, as Figuras D.28, D.29, D.30 e D.31 mostram o comportamento da incerteza combinada das entalpias na saída do evaporador e na entrada do *gas cooler* em função da temperatura e da pressão. Nota-se que as incertezas atribuídas a estes pontos são consideravelmente menores que a incerteza da saída do *gas cooler*, não ultrapassando $\pm 800 \text{ J/kg}$. Isso ocorre porque tais pontos se encontram mais distantes do ponto crítico, afastando-se das fortes variações das propriedades físicas (pontos 1 e 2 indicados na Figura D.26). As incertezas da pressão e da temperatura passam a exercer menor impacto sobre a incerteza combinada da entalpia.

Cabe salientar que a entalpia da entrada do evaporador é igual a da saída do *gas cooler* (expansão isentálpica) estando portanto susceptível ao mesmo nível de incerteza daquele e afetando a incerteza da taxa de transferência de calor no evaporador (com reflexo no COP) da mesma forma como o faz para o *gas cooler*.

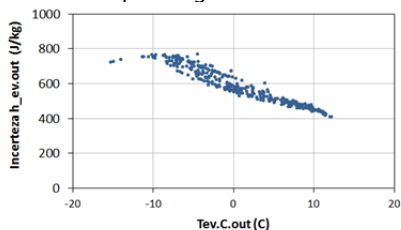


Figura D.28 - Incerteza da entalpia da saída do evaporador em função da temperatura

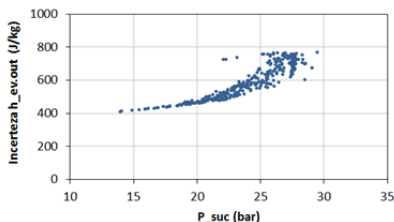


Figura D.29 - Incerteza da entalpia da saída do evaporador em função da pressão

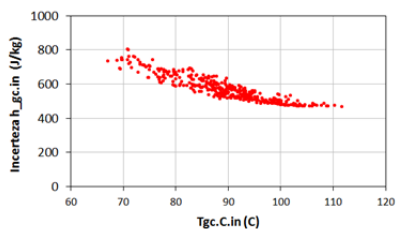


Figura D.30 - Incerteza da entalpia da entrada do *gas cooler* em função da temperatura

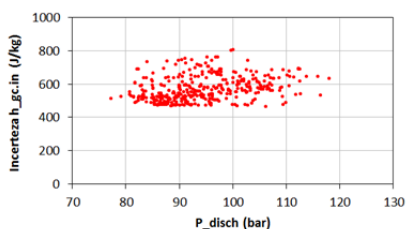


Figura D.31 - Incerteza da entalpia da saída do *gas cooler* em função da pressão

Portanto, a redução da incerteza percentual das taxas de transferência de calor pelo lado do refrigerante observada nas Figuras D.22 e D.23 é atribuída à redução da incerteza da entalpia na saída do *gas cooler* com o aumento da pressão já que sabe-se, da análise dos ensaios experimentais, que

a pressão de descarga aumenta à medida que a taxa de dissipação de calor aumenta.

Um dos principais parâmetros de influência sobre a incerteza de medição das taxas de transferência de calor e do COP é a temperatura. A sua incerteza influencia as propriedades do fluido e a diferença de temperatura, no balanço de energia do lado do fluido secundário, e as entalpias no lado do refrigerante. Para efeito de comparação, variou-se a incerteza expandida da temperatura e comparou-se o impacto sobre a incerteza combinada das taxas de transferência de calor e do COP. A Tabela D.11 e a Figura D.32 mostram os resultados obtidos para uma variação da incerteza da temperatura de 0,20°C até 0,40°C, calculado com a base de testes de referência.

Percebe-se que a variação proposta de 0,2°C na incerteza da temperatura impõe uma variação percentual de 4,0% na incerteza média para a taxa de transferência de calor no evaporador do lado do fluido secundário e para o COP (aumento de 4,0% para 8,0%). Uma diferença um pouco menor, de 3,2%, foi obtida para a taxa de transferência de calor no *gas cooler* calculada pelo lado do fluido secundário (aumento de 3,2% para 6,4%). Essa diferença de resultado entre os trocadores de calor é atribuída à influência que a incerteza da temperatura tem sobre o calor específico e a densidade do fluido secundário que, no caso do evaporador, sofre maior variação devido à utilização de etileno-glicol na água. A análise análoga pelo lado do refrigerante indica que a incertezas da taxa de transferência de calor e do COP sofreram menor influência, variando apenas 0,5% (aumento de 3,8% para 4,3%).

Tabela D.11 - Análise de sensibilidade referente a incerteza da temperatura

	Q_{ev}.H%	Q_{ev}.C%	Q_{gc}.H%	Q_{gc}.C%	COP.H%	COP.C%
u(T)=0,20 (ref.)	4,0%	3,8%	3,2%	3,8%	4,1%	5,1%
u(T)=0,22 (+0,02)	4,4%	3,9%	3,5%	3,9%	4,4%	5,2%
u(T)=0,25 (+0,05)	5,0%	3,9%	4,0%	3,9%	5,0%	5,3%
u(T)=0,30 (+0,10)	6,0%	4,1%	4,8%	4,1%	6,0%	5,4%
u(T)=0,40 (+0,20)	8,0%	4,3%	6,4%	4,3%	8,0%	5,6%
diferença máxima	4,0%	0,5%	3,2%	0,5%	4,0%	0,5%

A diferença nos resultados de incerteza para os cálculos pelo lado do fluido secundário e pelo lado do refrigerante também é atribuída à influência que a temperatura tem sobre as propriedades termofísicas. No lado do refrigerante, a incerteza da temperatura afeta apenas a diferença de entalpia ($q=m*\Delta h$) enquanto que para o lado do fluido secundário ela afeta a densidade, o calor específico e a diferença de temperatura ($q=\rho*V*C_p*\Delta T$), causando portanto um maior impacto.

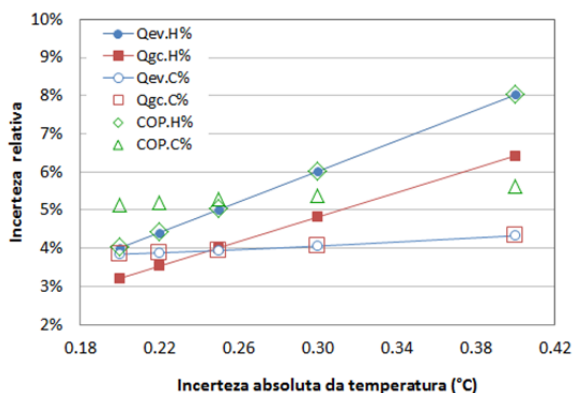


Figura D.32 - Análise de sensibilidade da incerteza combinada das taxas de transferência de calor e do COP em relação à incerteza da temperatura

A temperatura é um dos principais parâmetros de influência sobre a incerteza das taxas de transferência de calor e do COP pois sua cadeia de medição é bastante complexa – sinal de tensão bastante baixo via efeito Seebeck e exigência de uma junta de referência – o que resulta numa incerteza de medição relativamente maior do que a obtida para os demais parâmetros medidos. Deve-se enfaticamente buscar reduzir a incerteza da temperatura para reduzir a incerteza das propriedades calculadas e, consequentemente, das taxas de transferência de calor e do COP. Esta redução da incerteza é obtida através da utilização de instrumentos de medição com maior acurácia e, sobretudo, através da calibração da cadeia de medição de temperatura. Por cadeia de medição entenda-se o sensor de temperatura (termopar, termistor ou RTD), voltímetro (sistema de aquisição) e junta de referência de temperatura.

APÊNDICE E. ANÁLISE DE ERRO ASSOCIADO AOS PARÂMETROS DE CÁLCULO DAS TAXAS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO EVAPORADOR E NO GAS COOLER

As diferenças observadas entre as taxas de transferência de calor calculadas pelos lados do refrigerante e da água (Figuras 3.46 e 3.47, na seção 3.2.6 - Balanço de energia nos trocadores de calor, pg.102) podem ser provenientes de erros de medição, erros na avaliação das propriedades termofísicas e termodinâmicas ou de fatores inerentes ao ciclo transcrito e ao escoamento do fluido refrigerante.

De acordo com a eq. 3.1 (pg.102), o balanço de energia pelo lado do refrigerante fica susceptível a erros nas medições da vazão mássica, da temperatura e da pressão (as duas últimas para o cálculo das entalpias). Destas, pressão e vazão mássica são medidas com instrumentos calibrados pelo fabricante, sendo que é mínima a probabilidade de erro associado às suas medições. Já a diferença de temperatura medida entre a entrada e a saída do trocador de calor acumula as maiores imprecisões e potencializa a existência de erros (análise a seguir).

Pelo lado do fluido secundário, a eq. 3.2 indica que o balanço de energia fica propenso a erros de medição da vazão volumétrica e da temperatura além de erros na determinação da densidade e do calor específico que são calculados em função da temperatura. A vazão é medida por transdutor calibrado, com baixa probabilidade de ocorrência de erro. Assim como no lado do refrigerante, a diferença de temperatura entre entrada e saída do fluido secundário acumula as maiores imprecisões (análise a seguir). Por sua vez, para que densidade e calor específico provoquem erros significativos na taxa de transferência de calor é necessário um erro exageradamente grande na medição de temperatura, o que é descartado (análise a seguir). No caso do evaporador, há o agravante de possíveis erros na avaliação da concentração da solução de etileno-glicol + água, que pode influenciar os valores de densidade e calor específico (análise a seguir).

Por fim, outro fator com impacto sobre o balanço de energia do lado do fluido secundário é a transferência de calor com o ambiente. O *gas cooler* tem a tendência de perder calor para o ambiente enquanto que o evaporador, de ganhar calor. Isto implica numa correção à eq. 3.2, na qual deve ser somado um fator $UA \cdot \Delta T$ que sugere uma transferência de calor regulada pelo coeficiente global de transferência de calor UA do isolamento térmico do trocador de calor e a diferença de temperatura ΔT entre o fluido secundário e o ambiente externo. Análises posteriores mostram, entretanto, que esta

parcela também é insignificante, sendo descartada como sendo o agente promotor das diferenças nos balanços de energia.

As análises anteriores juntamente com as considerações a seguir descartam erros associados às medições. Contudo, ficou evidente na análise feita na seção '3.2.6-Balanco de energia nos trocadores de calor' que as características do ciclo transcrito e os padrões de escoamento do refrigerante afetam as medições de temperatura e pressão e o respectivo cálculo das entalpias no balanço de energia do lado do refrigerante, resultando nos desvios em relação ao balanço no lado do fluido secundário. Portanto, são descartados erros de medição no lado do fluido secundário.

A seguir são analisados com maior profundidade os parâmetros (i) diferença de temperatura entre entrada e saída dos fluidos; (ii) influência do erro de medição da temperatura sobre as propriedades físicas do fluido secundário; (iii) erro na avaliação da concentração do etileno-glicol; e (iv) troca de calor com o ambiente.

Diferença de temperatura entre entrada e saída dos fluidos

A diferença entre as temperatura de entrada e saída dos fluidos nos balanços de energia é o parâmetro mais propício a gerar erros já que a medição das temperaturas em cada ponto está susceptível a um erro de zero. A Figura E.33 mostra os valores experimentais da medição de dois termopares em banho a uma temperatura de referência constante e conhecida através de um termômetro de mercúrio. Apesar de estarem sob mesma temperatura, os termopares indicam medições distintas cuja diferença resulta num erro de aproximadamente 0,4°C na faixa de temperatura analisada. Este erro de zero resulta num valor de transferência de calor que na realidade não existe.

Este problema é resolvido a partir da calibração *in loco* da cadeia de medição de temperatura. Dessa maneira, todas as fontes de erro sistemático da temperatura são corrigidos (erro na leitura da tensão, da temperatura de referência, do cabo de compensação e de sondas de temperatura) e diferenças causadas entre os canais de medição do sistema de aquisição são eliminadas. O resultado pode ser observado na Figura E.34 que mostra que os termopares calibrados agora indicam temperaturas semelhantes, proporcionando diferenças de temperatura muito próximas de 0°C.

Desta forma, a diferença de temperatura é descartada como sendo o agente causador das divergências entre os balanços de energia.

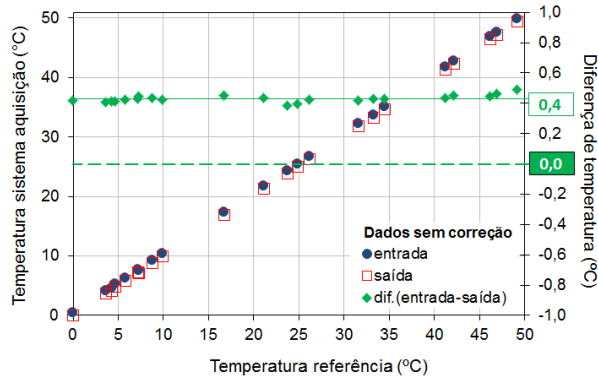


Figura E.33 – Temperatura de entrada e saída do trocador de calor e respectiva diferença de temperatura para sistema sem calibração

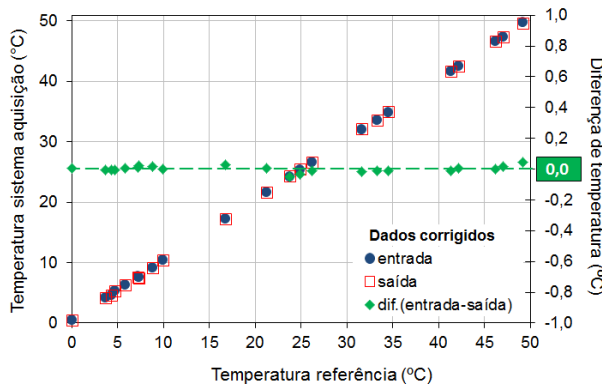


Figura E.34 – Temperatura de entrada e saída do trocador de calor e respectiva diferença de temperatura para sistema calibrado

Propriedades físicas

O erro na medição de temperatura afeta o cálculo do calor específico e da densidade do fluido secundário com impacto sobre a taxa de transferência de calor. Os reflexos do erro de medição de temperatura sobre as propriedades podem ser quantificados através da Figura E.35 que mostra a variação percentual da taxa de transferência de calor em função da variação da temperatura. Ao isolar a influência de cada propriedade, percebe-se que o erro na medição da temperatura causa efeitos opostos na taxa de transferência de calor. Por exemplo, a leitura de uma temperatura maior que a de referência causa uma tendência de aumento da taxa de transferência de

calor por parte do calor específico enquanto que a densidade tende à reduzi-la. A composição da influencia da variação da densidade e do calor específico mostra que um erro exagerado de 5°C na medição da temperatura gera uma variação irrisória de 0,2% na taxa de transferência de calor.

Portanto, descarta-se este parâmetro como o causador das diferenças nos balanços.

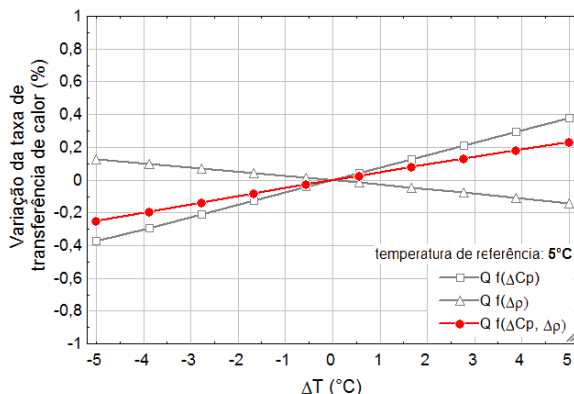


Figura E.35 – Variação da taxa de transferência de calor devido ao desvio das propriedades físicas em virtude do erro na medição de temperatura

Concentração do etileno-glicol

No evaporador, o etileno-glicol é adicionado à água para evitar o seu congelamento em baixas temperaturas de operação. Uma vez que o etileno-glicol apresenta certo efeito sobre as propriedades físicas da solução, a densidade e o calor específico do fluido secundário são calculados não só em função da temperatura, mas também da concentração da solução. Um erro na avaliação da concentração, portanto, acarreta em erro nas propriedades físicas e, consequentemente, na taxa de transferência de calor. A Figura E.36 mostra o impacto da variação da concentração do etileno-glicol sobre a taxa de transferência de calor. Os efeitos isolados da densidade e do calor específico sobre a taxa de transferência de calor são opostos. Por exemplo, o aumento da concentração em relação à condição de referência resulta numa tendência de aumento da taxa de transferência de calor, enquanto que o calor específico tende a reduzi-la. Os efeitos combinados resultam numa variação de aproximadamente 3% na taxa de transferência de calor quando a concentração varia 25% em relação à referência.

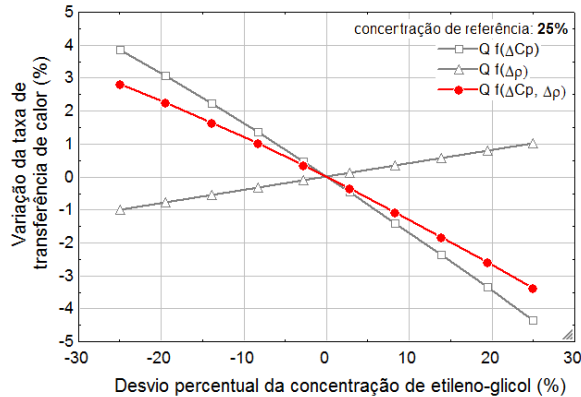


Figura E.36 – Impacto da variação da concentração de etileno glicol na taxa de transferência de calor

A concentração da solução pode naturalmente variar ao longo do tempo devido a evaporação da água e do etileno-glicol. Portanto, é importante estabelecer uma metodologia para continuamente avaliar a concentração da solução usada como fluido secundário no evaporador e então atualizar os dados experimentais. Tal metodologia consiste em coletar, durante os ensaios experimentais, uma amostra do fluido secundário do evaporador e analisar sua densidade e temperatura com um densímetro eletrônico. Estes dados são usados num programa em EES (função BRINEPROP) que então calcula a concentração da solução etileno-glicol + água. Este valor de concentração permite corrigir eventuais desvios causados nas propriedades do fluido e evitar os seus reflexos na taxa de transferência de calor.

Inicialmente, alguns ensaios experimentais foram efetuados para avaliar o procedimento proposto. Com a ajuda de uma balança de precisão, misturou-se em um bécher massas conhecidas de água e etileno-glicol de forma a obter uma concentração de referência. Então, um densímetro eletrônico foi utilizado para avaliar a densidade da solução. A Figura E.37 mostra os resultados de densidade em função da temperatura e da concentração de referência da solução. Foram avaliadas 4 concentrações, desde água pura (0%) até 30% de etileno-glicol. Cabe salientar que utiliza-se nos testes experimentais uma concentração de aproximadamente 25% para permitir a operação sem congelamento do fluido secundário até -10°C . A variação de temperatura indicada refere-se ao aquecimento natural do fluido na câmara de amostragem do densímetro.

De posse dos resultados experimentais de densidade e temperatura, procede-se um cálculo reverso: utilizando o EES, calcula-se a concentração da mistura em função da temperatura e da densidade medidas. O resultado é mostrado na Figura E.38 que indica que é possível determinar a concentração da solução com boa precisão a partir dos valores de densidade e temperatura fornecidos pelo densímetro.

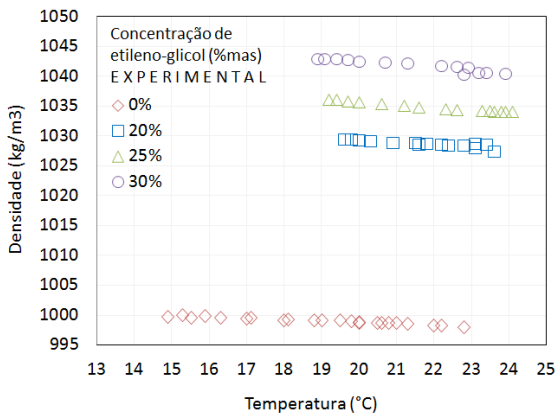


Figura E.37 – Medição experimental da densidade da solução etileno-glicol + água vs. concentração de etileno-glicol e temperatura

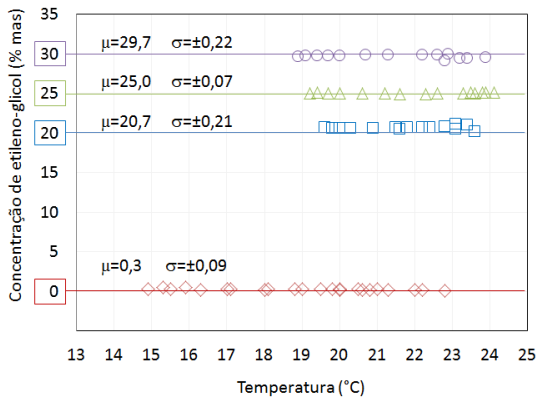


Figura E.38 – Concentração estimada de etileno-glicol vs. temperatura

Considerando a pior condição (concentração de 20%), quando a concentração de etileno-glicol é calculada com um desvio da média experimental de 0,7% e um desvio padrão de 0,21%, pode-se inferir que para

99,7% dos pontos, o maior desvio obtido para a concentração é de 1,36% ($\mu+3\sigma$). Este valor representa um desvio de 5,4% para uma concentração nominal de 25% de etileno-glicol. Baseado nos valores da Figura E.36, um desvio desta ordem na concentração resulta num desvio irrisório de 0,7% na taxa de transferência de calor.

Em face à reduzida probabilidade de erro na avaliação da densidade e ao também reduzido impacto que o erro possível pode causar, desconsidera-se a concentração de etileno-glicol como o agente causador das divergências nos balanços de energia.

Troca de calor com o ambiente

A transferência de calor entre o fluido secundário (que se encontra no anel externo do trocador) com o ambiente externo tem impacto sobre o balanço de energia. O *gas cooler*, cujo fluido secundário se encontra numa temperatura superior à ambiente (Figura E.39) tem a tendência de perder calor enquanto que o evaporador, com fluido secundário com temperatura abaixo da ambiente, tende a ganhar calor. A troca de calor com o ambiente pode ser estimada através do fator $UA \cdot \Delta T_{ln}$ que deve ser então acrescido à eq. 3.2 e que sugere que a transferência de calor é regulada pelo coeficiente global de transferência de calor UA do isolamento térmico do trocador de calor e a diferença de temperatura ΔT_{ln} entre o fluido secundário e o ambiente externo.

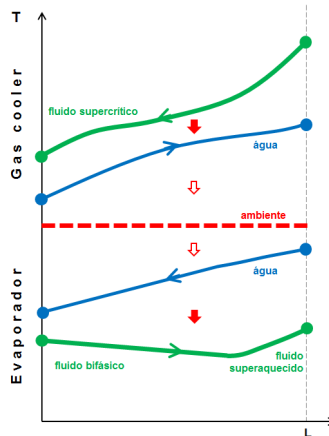


Figura E.39 – Representação dos perfis de temperatura nos trocadores de calor

A determinação do coeficiente UA é feita a partir de ensaios experimentais em ambos os trocadores de calor. Estabelece-se uma diferença

de temperatura entre o fluido secundário e o ambiente, monitorando a vazão mássica e a diferença de temperatura ao longo do trocador. É importante minimizar a transferência de calor para o lado do refrigerante fechando as válvulas na entrada e na saída do lado do CO₂ no trocador e assim evitar a convecção do calor (efeito termosifão). Num balanço de energia (eq. 3.2), determina-se a taxa de transferência de calor do fluido para o ambiente. A seguir, determina-se o UA com a eq. E.47.

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\ln \left(\frac{T_{out} - T_{in}}{T_{in} - T_{amb}} \right)} \quad E.47$$

A Figura E.40 mostra a taxa de transferência de calor em função da diferença de temperatura no evaporador. Pode-se notar que a perda de calor, neste caso, é pequena indicando que uma diferença de temperatura de 20°C entre o fluido secundário e a temperatura ambiente resulta numa taxa de transferência de calor de apenas 11W, aproximadamente. De posse destes valores, pode-se calcular o UA do isolamento do evaporador, conforme mostra a Figura E.41. Para as diversas diferenças de temperatura foram usadas duas vazões para o fluido secundário. Devido ao incremento da transferência convectiva, a vazão de 135kg/h resultou num UA levemente superior. Diferenças de temperatura próximas de zero podem resultar em valores muito divergentes, como foi o caso para a vazão de 74kg/h. Como a variação com a vazão não é significativa, pode-se sugerir que um valor de UA médio igual a 0,5 pode ser estabelecido para o evaporador.

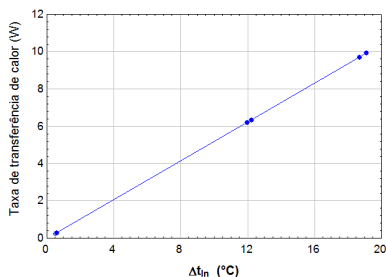


Figura E.40 – Taxa de transferência de calor pelo isolamento do evaporador vs. diferença de temperatura logarítmica

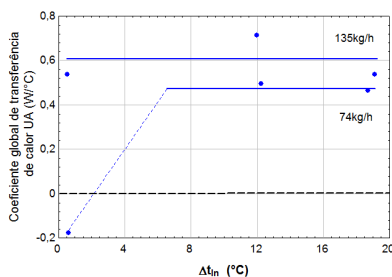


Figura E.41 – Coeficiente global de transferência de calor do isolamento do evaporador vs. diferença de temperatura logarítmica

Entretanto, uma análise crítica dos resultados mostra que a correção da taxa de transferência de calor para o ambiente não é significativa. Considerando que a temperatura da água usada na maioria dos testes varia de 3 à 15°C e a temperatura do laboratório é mantida à 24°C, a taxa de transferência de calor envolvida varia de 5W à 11W. O pior resultado, 11W, representa apenas 2% em relação à capacidade de refrigeração nominal do sistema. Um valor tão reduzido torna desaconselhável qualquer correção do balanço já que, inclusive, os ganhos são inferiores à incerteza de medição que é de 4% para as taxas de transferência de calor nos trocadores.

No caso do *gas cooler*, a transferência de calor foi menor ainda do que a indicada para o evaporador (Figura E.42), resultando num UA próximo de zero (Figura E.43). Assim como no evaporador, é inviável qualquer forma de correção da troca de calor do *gas cooler* com o ambiente.

Conclui-se portanto que a troca de calor com o ambiente não é significativa a ponto de causar os erros observados nos balanços de energia.

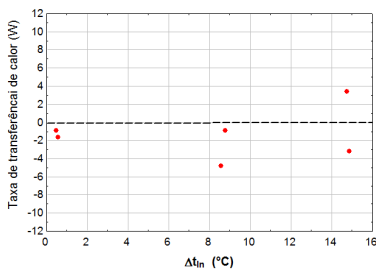


Figura E.42 – Taxa de transferência de calor pelo isolamento do *gas cooler* vs. diferença de temperatura logarítmica

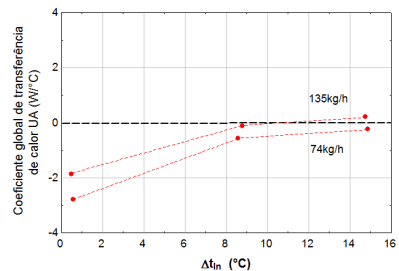


Figura E.43 – Coeficiente global de transferência de calor do isolamento do *gas cooler* vs. diferença de temperatura logarítmica

APÊNDICE F. ANÁLISE DE CORRELAÇÕES PARA ESTIMAR OS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA PARA CO₂

Algumas correlações comumente utilizadas em trabalhos de CO₂ para estimar a taxa de transferência de calor e a perda de carga em sistemas de refrigeração são analisadas a partir da comparação de seus resultados estimados com os resultados experimentais obtidos na bancada. O intuito aqui não é julgar uma correlação universal mas sim estabelecer as correlações que melhor reproduzem os experimentos que de várias formas divergem das condições adotadas nos ensaios cujas correlações foram regredidas. Um exemplo destas diferenças é a presença de óleo lubrificante no escoamento dos atuais ensaios. Deve-se ter em mente ainda, que as correlações possuem associado um erro em relação aos experimentos que lhe deram origem que pode chegar na ordem dos 30%.

Fluido bifásico

Existem algumas poucas correlações desenvolvidas para estimar os coeficientes de transferência de calor e perda de carga para o CO₂ aplicado em refrigeração. Muitas das pesquisas e correlações existentes foram desenvolvidas para aplicação no resfriamento de reatores nucleares (NARECO2, 2009). Segundo os estudos, as características do CO₂ não são contempladas nas correlações clássicas utilizadas com os fluidos convencionais, as quais são então corrigidas para permitir estimativas mais fiéis ao comportamento do CO₂. De forma geral, as correlações tradicionais tendem a subestimar o coeficiente de transferência de calor e superestimar a perda de carga para o escoamento bifásico do CO₂ (MASTRULLO *et al.*, 2010).

O modelo para o coeficiente de transferência de calor bifásico de Sun e Groll (2002) sugerido por NARECO2 (2009) foi calibrado para o uso com CO₂ e compreende a divisão do processo bifásico nas regiões pré-secagem, secagem (*dryout*) e pós-secagem. O modelo propõe para a condição pré-secagem uma ponderação entre as parcelas convectiva e nucleada do processo de ebulição, com a primeira sendo estimada pelo modelo clássico de Dittus-Boelter (DITTUS e BOELTER, 1930) para fluido monofásico (líquido) e a segunda pelo modelo de Foster e Zuber (FOSTER e ZUBER, 1955). Fatores de intensificação e supressão baseados no parâmetro de Lockhart-Martinelli (LOCKHART e MARTINELLI, 1949) e no superaquecimento junto a parede

ajustam o resultado para a condição bifásica e com as características do CO₂. A condição pós-secagem é estimada por Dittus-Boelter. Para a região de transição (*dry-out*), é sugerida uma interpolação linear entre os dois modelos anteriores.

Um método mais simples para estimar o coeficiente de transferência de calor bifásico para o processo de evaporação é o de Wattlelet-Carlo (BOEWE *et al.*, 2001), originalmente desenvolvido para os fluidos R12 e R134a e mais recentemente validada para o CO₂ (SARKAR *et al.*, 2006). Na prática, tal correlação atribui um fator de correção à correlação de Dittus-Boelter, fator este que relaciona as propriedades das fases líquido e vapor do fluido bifásico através do parâmetro de Lockhart-Martinelli.

Correlações para condensação de CO₂ são ainda mais escassas. Uma correlação avaliada é a de Akers *et al.* (1959) proposta por Park e Hrnjak (2009).

A perda de carga do escoamento bifásico é definida pela soma das perdas relativas à variação das energias cinética e potencial do fluido e pela fricção do escoamento com as paredes do tubo. A perda de carga total ΔP_{total} é, portanto a soma da contribuição da variação da pressão estática ΔP_{estat} (desnível no escoamento), da variação do momento do escoamento ΔP_{mom} ((des)aceleração em função da variação da densidade) e da fricção do escoamento ΔP_{fric} , normalmente a parcela dominante (THOME, 2010). As perdas por fricção são estimadas por correlações empíricas como a Wattlelet-Carlo proposta por Boewe *et al.* (2001) e Sarkar *et al.* (2006) e de Müller-Steinhagen e Heck (1986) proposta por Park e Hrnjak (2007).

Fluido monofásico subcrítico

Para as estimativas do coeficiente de transferência de calor para o CO₂ na condição monofásica subcrítica (líquido sub-resfriado e vapor superaquecido) podem ser aplicadas as correlações típicas para escoamento interno forçado de Dittus-Boelter e Gnielinski (Gnielinski, 1976) (CHENG *et al.*, 2008a).

Já a perda de carga é determinada basicamente pela ação do atrito do fluido com o tubo. No caso típico de escoamento turbulento em tubos com baixa rugosidade, a perda de carga por fricção é determinada pela equação fundamental de perda de carga de Darcy-Weisbach com o fator de atrito f definido pela equação de Filonenko (CHENG *et al.*, 2008a).

Fluido supercrítico

Apesar do fluido supercrítico ser monofásico, as correlações típicas para escoamento interno forçado de fluido monofásico subcrítico podem incorrer em resultados imprecisos pois não foram originalmente desenvolvidas para esta condição particular aplicação próxima ao ponto crítico. Diversos autores então sugerem que o coeficiente de transferência de calor do CO₂ supercrítico seja estimado a partir de correlações especialmente desenvolvidas para este fluido e condição. A principal mudança em relação às correlações clássicas é a inclusão de uma nova referência de cálculo, utilizando as temperaturas do núcleo do escoamento e da temperatura da parede do tubo. Desta forma, as fortes variações das propriedades termofísicas geradas em função da variação radial da temperatura são consideradas em tais estimativas. Como exemplo, a Figura F.44 mostra a diferença de temperatura produzida entre o núcleo do escoamento (T_b) e a parede do tubo (T_w) na entrada do *gas cooler* que, dependendo da temperatura do CO₂, pode atingir mais de 7°C. A correlação clássica de Gnielinski é recomendada apenas para a avaliação de trocadores de calor do tipo microcanal (SARKAR et al., 2006) e para fluxo de calor reduzido (CHENG et al., 2009) já que nestes casos, o diâmetro reduzido e a baixa energia dissipada, respectivamente, proporcionam um gradiente insignificante de temperatura entre o núcleo do escoamento e a parede do tubo.

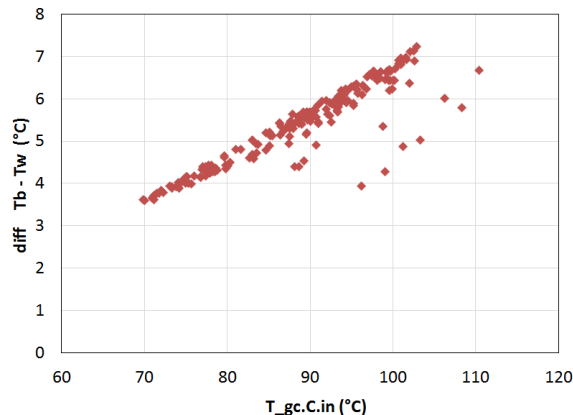


Figura F.44 - Diferença entre T_b e T_w na entrada do *gas cooler* vs. temperatura na entrada do *gas cooler*

Na prática, as correlações para convecção em escoamento forçado de CO₂ supercrítico baseiam-se nas correlações típicas mas assumindo correções

que consistem na ponderação do coeficiente em função da densidade e do calor específico calculados nas temperaturas do núcleo do escoamento e da parede do tubo.

As correlações comumente utilizadas em trabalhos teóricos sobre sistemas de CO₂ são listadas na Tabela F.12 que destaca ainda a correlação típica em que foi baseada. Cabe salientar que as correlações de Liao e Zhao (2002b) e Huai et al. (2005) foram desenvolvidas para escoamento exclusivamente em microcanal enquanto que as demais são genéricas permitindo a aplicação em micro e macro geometrias de tubos.

Tabela F.12 – Correlações para o coeficiente de transferência de calor para fluido supercrítico

Correlação CO₂ supercrítico	Correlação base
Krasnoshchekov <i>et al.</i> (1969)	Gnielinski
Baskov <i>et al.</i> (1977)	Gnielinski
Pitla <i>et al.</i> (2002)	Gnielinski
Liao e Zhao (2002b)	Dittus-Boelter
Yoon <i>et al.</i> (2003)	Dittus-Boelter
Huai <i>et al.</i> (2005)	Dittus-Boelter
Son e Park (2006)	Dittus-Boelter
Oh e Son (2010)	Dittus-Boelter

Cheng *et al.* (2008a) compararam diversas das correlações citadas com os dados experimentais de Huai e Koyama (2007) na seguinte condição: D=1,31mm, P=80,3bar, G=201,5 kg.m-2s-1 Tin=30,45°C e Tout=26,35°C. A Figura F.46 mostra que as correlações de Gnielinski (1976), Pitla et al. (2002), Yoon et al. (2003) e Huai et al. (2005) apresentam estimativas semelhantes e ligeiramente superestimadas do coeficiente de transferência de calor. Já a Figura F.46 mostra que as correlações de Son e Park (2006) e de Liao e Zhao (2002b) apresentam uma divergência superior em relação aos mesmos dados experimentais. Os bons resultados proporcionados pela equação de Gnielinski sugerem que ela não deve ser descartadas das análises comparativas feitas a seguir.

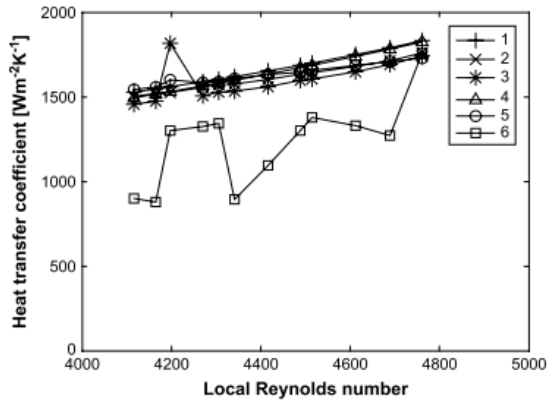


Figura F.45 – Taxa de transferência de calor (1) Gnielinski (2) Pitla et al. (3) Fang et al. (4) Yoon et al. (5) Huai et al. (6) dados experimentais (CHENG et al., 2008a)

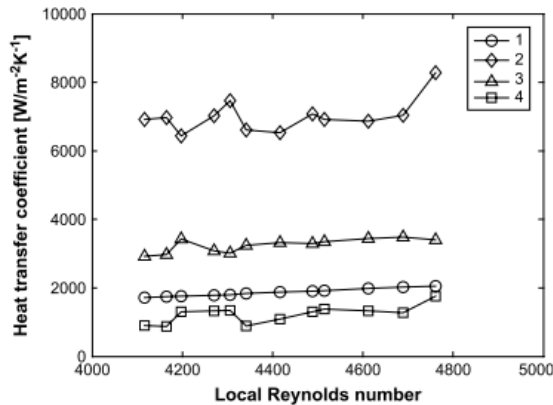


Figura F.46 – Taxa de transferência de calor: (1) Gnielinski (2) Son-Park (3) Liao-Zhao (4) dados experimentais (CHENG et al., 2008a)

Quanto a perda de carga do escoamento de fluido supercrítico, estudos indicam que pode ser calculada através da equação fundamental de Darcy-Weisbach com o fator de atrito estimado através de correlações típicas aplicadas à condição de fluido monofásico subcrítico. Pettersen *et al.* (2000) compararam seus experimentos com diversas correlações que estimam o fator de atrito, das mais complexas às mais simples como a correlação de Blasius (INCROPERA *et al.*, 2008). Os resultados estimados por todas as correlações mantiveram-se dentro de uma faixa de dispersão de $\pm 15\%$. Fang *et al.* (2001)

compararam as correlações de Blásius e Filonenko (INCROPERA *et al.*, 2008) com opções mais complexas, concluindo que as opções simplificadas de Blásius e Filonenko proporcionam resultados satisfatórios e que as correlações de maior complexidade só trazem vantagem nos casos onde a rugosidade da parede do tubo não possa ser desconsiderada.

A seguir, procede-se a avaliação das correlações através da comparação dos resultados estimados pelo modelo de trocador de calor com os resultados experimentais.

Inicialmente, são avaliadas as correlações empregadas no modelo do evaporador. Neste caso, são combinadas as correlações disponíveis referentes às zonas bifásica e superaquecida (Tabela F.13). A perda de carga na região bifásica considera as parcelas referentes ao atrito (correlações indicadas na Tabela F.13) e à variação do momento. Já na região superaquecida, a perda de carga é calculada com a equação fundamental e o fator de atrito f estimado pela correlação de Filonenko. O coeficiente de transferência de calor do lado do fluido secundário é calculado com a correlação de Dittus-Boelter.

Tabela F.13 - Correlações para a transferência de calor e perda de carga para o cálculo do evaporador

Transferência de calor região bifásica	Transferência de calor região superaquecida	Perda de carga região bifásica (atrito)
Groll =SUN e GROLL (2002)	Gnielinski =GINIELINSKI (1976)	Wattelet =BOEWE et al. (2001)
Wattelet =BOEWE et al. (2001)	Dittus =DITTUS e BOELTER (1930)	Muller =MÜLLER- STEINHAGEN e HECK (1986)

As Figuras Figura F.47 e Figura F.48 mostram, respectivamente, a média absoluta e o desvio padrão da diferença entre os resultados estimados e experimentais da temperatura do CO2 na saída do evaporador para diferentes correlações de transferência de calor e perda de carga. A combinação das correlações de Sun e Groll (2002) para a transferência de calor na região bifásica, Gnielinski para a superaquecida e de Wattelet-Carlo para a perda de carga bifásica resulta na menor diferença média entre os resultados estimados e experimentais (3,11°C) aliado ao menor desvio padrão (2,82°C), indicando que 99,7% dos pontos avaliados encontram-se dentro de uma faixa de dispersão de $\pm 8,46^\circ\text{C}$. Percebe-se, entretanto, que não há uma combinação que se destaque com resultados expressivamente melhores. Isso ocorre porque o coeficiente global de transferência de calor UA e,

consequentemente a taxa de transferência de calor, são limitados pela resistência térmica no lado do fluido secundário.

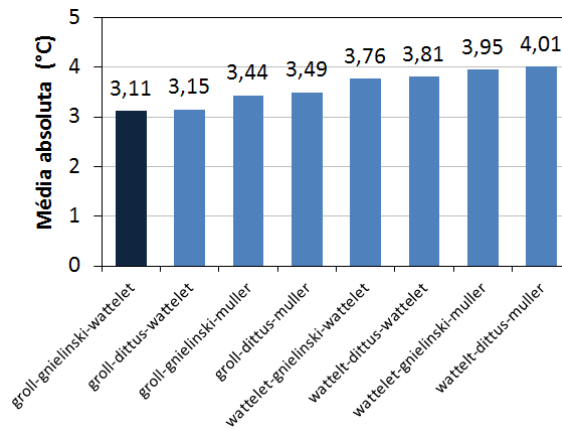


Figura F.47 – Média absoluta da diferença entre a temperatura de saída do evaporador estimada e experimental para as combinações de correlações de transferência de calor e perda de carga

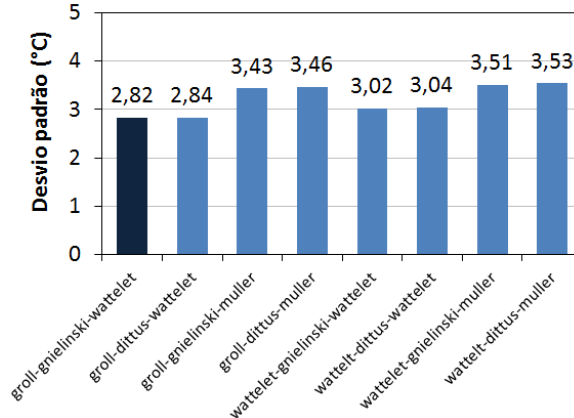


Figura F.48 – Desvio padrão da diferença entre a temperatura de saída do evaporador estimada e experimental para as combinações de correlações de transferência de calor e perda de carga

A combinação Sun-Grohl/Gnielinski/Wattelet-Carlo também apresenta menor desvio médio para a taxa de transferência de calor (4,46%), conforme mostra a Figura F.49. Neste caso, o desvio padrão (Figura F.50) é de 5,76%,

indicando que 99,7% dos pontos encontram-se numa faixa de dispersão de $\pm 17,2\%$.

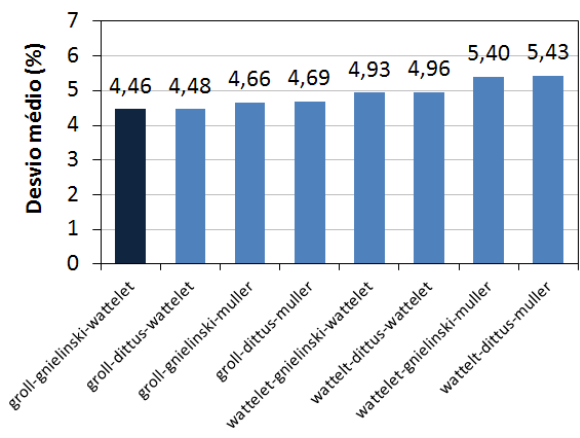


Figura F.49 – Desvio médio da taxa de transferência de calor estimada em relação à experimental

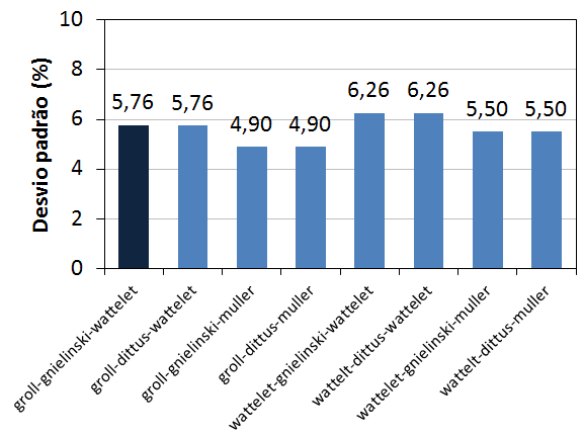


Figura F.50 – Desvio padrão da taxa de transferência de calor estimada em relação à experimental

Além dos melhores resultados para a temperatura e taxa de transferência de calor, a adoção da correlação proposta por Sun e Groll (2002) também contribui para uma melhor descrição do comportamento do coeficiente de transferência de calor do CO₂ ao longo do evaporador. Conforme mostra a Figura F.51, o coeficiente de transferência de calor

calculado assemelha-se aos valores experimentais apresentados por Oh e Son (2011) (Figura 2.59, pág. 53), tanto do ponto de vista qualitativo – aumento contínuo na região pré-secagem e a intensa redução na região de secagem – como também quantitativo – $\sim 10.000 \text{ W/m}^2\text{K}$ para a região bifásica. Por sua vez, a correlação de Wattelet-Carlo apresentou valores iniciais coerentes (na faixa dos $15.000 \text{ W/m}^2\text{K}$), mas divergiu consideravelmente dos valores experimentais ao final da região bifásica, atribuindo valores de até $200.000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ao coeficiente de transferência de calor (Figura F.52). Tal comportamento não interferiu nos resultados comparativos porque, como mencionado anteriormente, é a resistência térmica do fluido secundário que controla a transferência de calor.

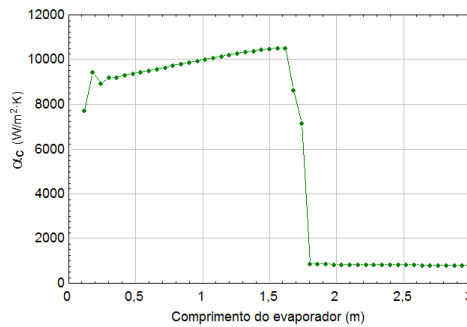


Figura F.51 – Coeficiente de transferência de calor do CO_2 calculado por Sun-Groll

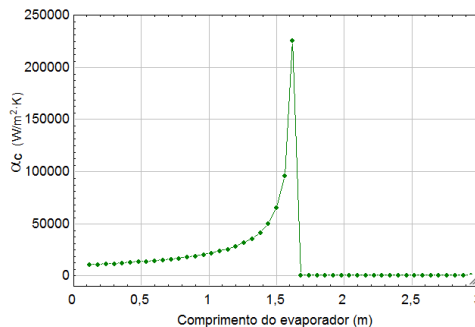


Figura F.52 – Coeficiente de transferência de calor do CO_2 calculado por Wattelet-Carlo

No que se refere à perda de carga, as Figuras F.53 e F.54 reproduzem os resultados de perda de carga e da pressão na saída do evaporador, respectivamente, a partir das estimativas do modelo aplicando a correlação de

Wattelet-Carlo. Percebe-se que os valores estimados são consideravelmente menores aos obtidos experimentalmente. Entretanto, esta análise da perda de carga no evaporador é comprometida em função da disposição dos transdutores de pressão no sistema. Para avaliar a pressão do evaporador são usados os transdutores posicionados na entrada do evaporador e na sucção do compressor, estando este último distante da posição de saída do evaporador. Desta maneira, a queda de pressão ao longo da linha de sucção é erroneamente computada como perda de carga no evaporador, o que não é considerado pelo modelo.

Entretanto, numa rápida análise, a perda de carga calculada pelo modelo adotando a correlação de Wattelet-Carlo num teste de referência é de 0,15bar (15kPa). Os testes experimentais de Park e Hrnjak (2007) (Figura 2.66, pág. 59) indicam uma perda de carga de aproximadamente 3kPa/m para um escoamento livre de óleo lubrificante e com as mesmas características do teste de referência, o que resulta em uma perda de carga total de 9kPa para o evaporador de 3m adotado na bancada experimental. Se considerado o efeito do óleo lubrificante, Hwang *et al.* (2007) (Figura B.9, pág. 258) indicam que a perda de carga aumenta 1,5x para uma taxa de circulação de óleo de 1%. Isto leva o valor de perda de carga originalmente calculado com base em Park e Hrnjak (2007) para 13,5kPa, valor este bastante próximo ao calculado pelo modelo, sugerindo que a correlação de Wattelet-Carlo pode representar de forma consistente a perda de carga no escoamento bifásico do CO₂.

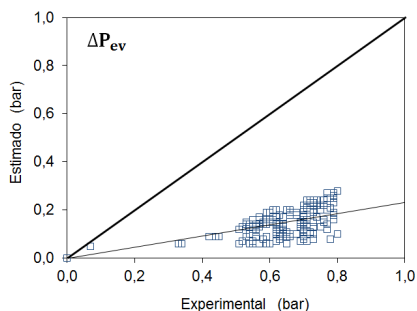


Figura F.53 - Perda de carga no evaporador estimada vs. experimental com correlação de Wattelet-Carlo

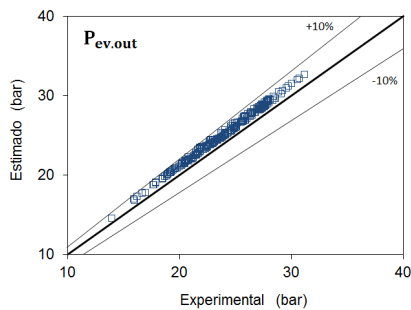


Figura F.54 - Pressão na saída do evaporador estimada vs. experimental com correlação de Wattelet-Carlo

Fica estabelecido portanto que o evaporador é melhor representado através da combinação das correlações de transferência de calor de Sun e Groll (2002) para a zona bifásica e Gnielinski (1976) para a zona superaquecida; e das correlações para a perda de carga de Wattelet-Carlo

proposta por Boewe *et al.* (2001) para a zona bifásica e a equação fundamental de Darcy-Weisbach com o fator de atrito f estimado pela correlação de Filonenko para a região superaquecida.

Na sequência, procede-se a análise das correlações de transferência de calor e perda de carga para a condição supercrítica do CO_2 . Como discutido anteriormente, diversos autores sugerem que o coeficiente de transferência de calor do CO_2 supercrítico seja estimado a partir de correlações especialmente desenvolvidas para esta condição devido às características particulares do fluido. Numa primeira análise, as correlações clássicas de Dittus e Boelter (1930) e Ginielinski (1976) calculadas a partir simplesmente da temperatura do núcleo do escoamento são comparadas com as correlações modificadas específicas para o CO_2 que, além da temperatura do núcleo do escoamento (T_b), exigem também a temperatura de parede (T_w). Esta exigência torna pouco prática a aplicação de tais correlações se comparadas às correlações clássicas sendo que, numa segunda análise, avalia-se a possibilidade de utilização das correlações para CO_2 sem fazer uso da temperatura de parede. No advento dos resultados serem melhores que os obtidos com as correlações clássicas, esta pode ser uma simplificação viável para tornar a aplicação de tais correlações mais prática. As diversas correlações avaliadas e as respectivas referências de temperatura adotadas são descritas na Tabela F.14.

Tabela F.14 – Correlações para transferência de calor no *gas cooler*

Transferência de calor fluido supercrítico	Identificação	Referência de temperatura*	
		análise <1>	análise <2>
Dittus e Boelter (1930)	dt-blter	-	T_b
Ginielinski (1976)	gnlski	-	T_b
Krasnoshchekov <i>et al.</i> (1969)	krchkv	$T_b + T_w$	T_b
Baskov <i>et al.</i> (1977)	baskov	$T_b + T_w$	T_b
Pitla <i>et al.</i> (2002)	pitla	$T_b + T_w$	-
Liao e Zhao (2002b)	liao	$T_b + T_w$	-
Yoon <i>et al.</i> (2003)	yoon	-	T_b
Huai <i>et al.</i> (2005)	huai	$T_b + T_w$	T_b
Son e Park (2006)	son	$T_b + T_w$	T_b
Oh e Son (2010)	oh	$T_b + T_w$	T_b

A perda de carga do fluido supercrítico é calculada através da equação fundamental da perda de carga com o fator de atrito f dado pela correlação de Filonenko e o coeficiente de transferência de calor do lado do fluido secundário é calculado com a correlação de Dittus e Boelter.

A Figura F.55 mostra o desvio médio absoluto dos valores estimados da temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler* em relação aos resultados experimentais para as diversas correlações e para as referências da análise 1 (temperaturas de núcleo e parede Tb+Tw) e análise 2 (temperatura de núcleo Tb somente). A correlação que oferece o menor desvio é a de Pitla et al. (2002), com uma diferença média de apenas 0,32°C e um desvio padrão de $\pm 0,33^\circ\text{C}$ (Figura F.56), indicando que 95% dos pontos avaliados encontram-se numa faixa de dispersão de $\pm 0,66^\circ\text{C}$ e 99,7% em $\pm 0,99^\circ\text{C}$. O coeficiente de transferência de calor estimado por Pitla et al. (2002) é definido por uma simples média entre os valores calculados pela correlação de Gnielinski nas temperaturas de núcleo e de parede. Ao eliminar a temperatura da parede da correlação de Pitla, retorna-se à correlação clássica de Gnielinski que apresentou média absoluta e desvio padrão também baixos, tornando-se a melhor opção em virtude de sua simplicidade de aplicação. Os bons resultados proporcionados pela correlação de Gnielinski corroboram os resultados de Cheng et al. (2008a) (Figura F.46, pág. 305).

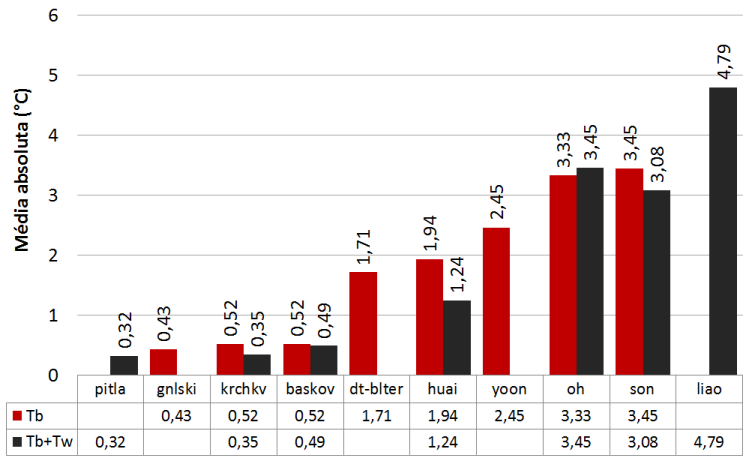


Figura F.55 – Média absoluta da diferença entre os valores estimado e experimental da temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler*

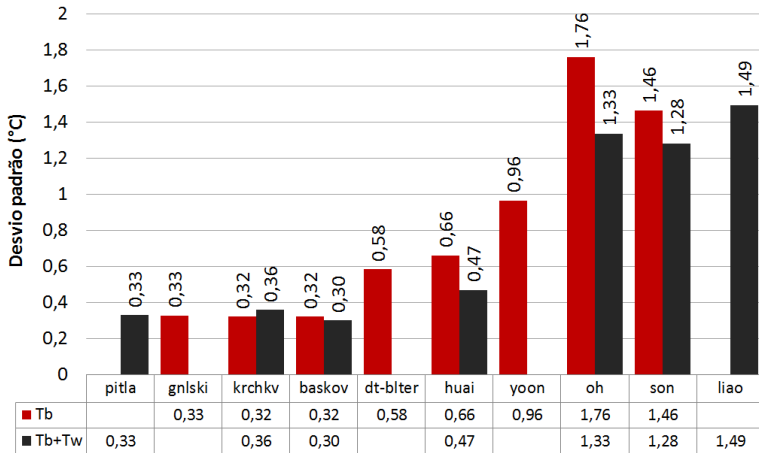


Figura F.56 – Desvio padrão da diferença entre os valores estimado e experimental da temperatura do CO₂ na saída do *gas cooler*

Pode-se notar também que as demais correlações que utilizam ambas as temperaturas de referência não oferecem ganhos expressivos em relação às suas versões simplificadas. As correlações de Krasnoshchekov *et al.* (1969), Baskov *et al.* (1977), Huai *et al.* (2005) e Son e Park (2006) nas suas formas originais apresentaram ganhos marginais em relação aos resultados estimados com a simplificação da temperatura de parede. No caso de Oh e Son (2010), a versão original apresentou resultados piores, inclusive.

Os resultados não tão expressivos apresentados pelas correlações especiais para CO₂ podem ser consequência da sua aplicação fora das condições nas quais foram originalmente ajustadas. Tais correlações foram desenvolvidas em experimentos controlados e livres de diversas características encontradas em sistemas de refrigeração – circulação de óleo, por exemplo – estando susceptíveis, portanto, a grandes divergências. As correlações clássicas podem compensar estas diferenças e oferecer estimativas mais próximas às experimentais.

Os resultados para a taxa de transferência de calor no *gas cooler* seguem as mesmas tendências apresentadas para a temperatura, destacando o bom resultado da correlação de Gnielinski frente aos modelos mais complexos. A Figura F.57 indica que a correlação de Gnielinski proporciona um desvio médio da taxa de transferência de calor estimada em relação à experimental de 2,47% e um desvio padrão de 2,21% (Figura F.58) inferindo que 95% dos pontos situam-se numa faixa de dispersão de $\pm 4,42\%$ e 99,7%, numa faixa de $\pm 6,63\%$. Ainda, os resultados apresentados por Gnielinski

mostram uma tendência em subestimar os valores experimentais em apenas 2,39% (Figura F.59).

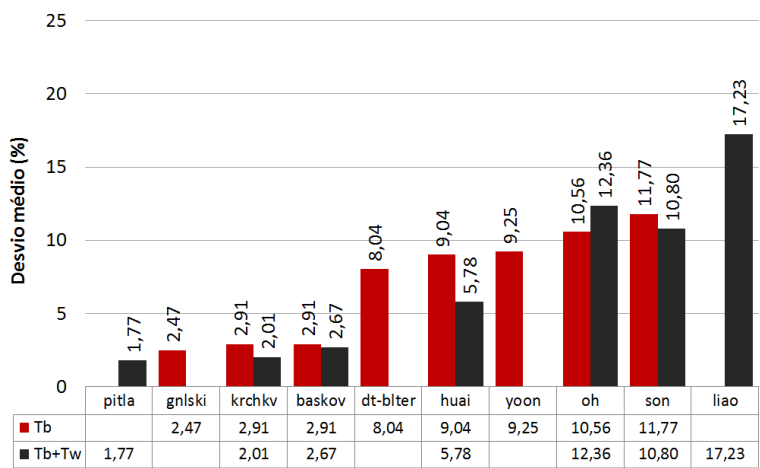


Figura F.57 – Desvio médio da diferença entre os valores estimados e experimentais da taxa de transferência de calor no *gas cooler* vs. correlação para o coeficiente de transferência de calor

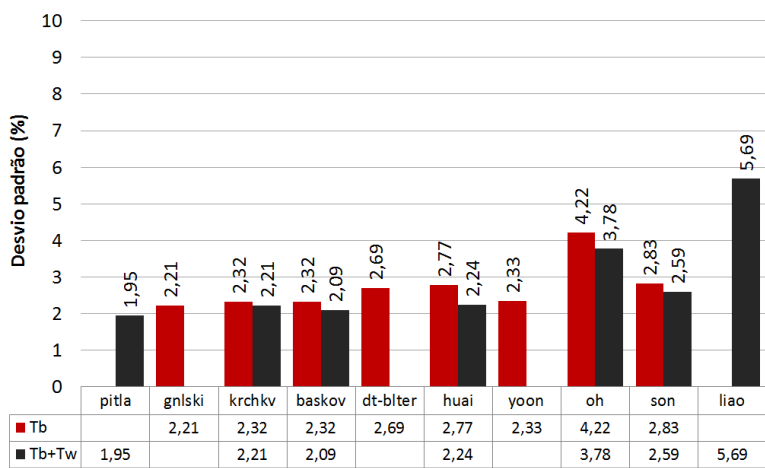


Figura F.58 – Desvio padrão da diferença entre os valores estimados e experimentais da taxa de transferência de calor no *gas cooler* vs. correlação para o coeficiente de transferência de calor

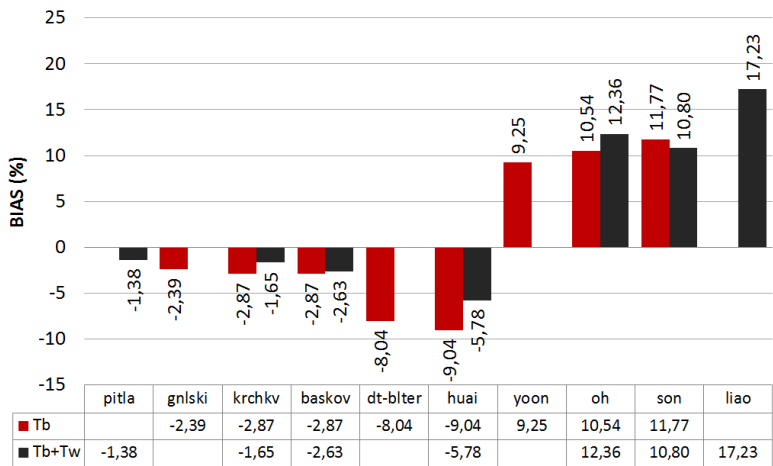


Figura F.59 – Bias da diferença entre os valores estimados e experimentais da taxa de transferência de calor no *gas cooler* vs. correlação para o coeficiente de transferência de calor

O comportamento do coeficiente de transferência de calor ao longo do *gas cooler* é mostrado na Figura F.60, destacando a sua forte variação à medida que resfria. Tal comportamento possui estreita relação com a variação do calor específico em função da temperatura (Figura 4.42, pág.145).

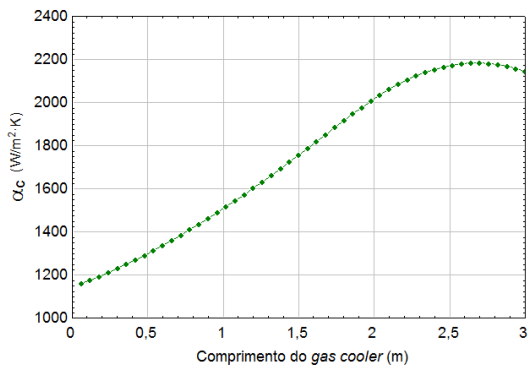


Figura F.60 – Coeficiente de transferência de calor do CO₂ supercrítico vs. comprimento do *gas cooler*

Assim como acontece com o evaporador, a perda de carga no *gas cooler* é avaliada com transdutores de pressão situados em posições que

conferem medições equivocadas deste parâmetro (na descarga do compressor e na entrada do dispositivo de expansão). São erroneamente computadas como perda de carga no *gas cooler* as perdas no escoamento através da linha de descarga e nos separadores de óleo. Entretanto, a perda de carga no escoamento através desta linha também se mostra insignificante o que confere um reduzido impacto sobre as estimativas da pressão na saída do *gas cooler*, conforme mostra a pequena divergência na Figura F.61.

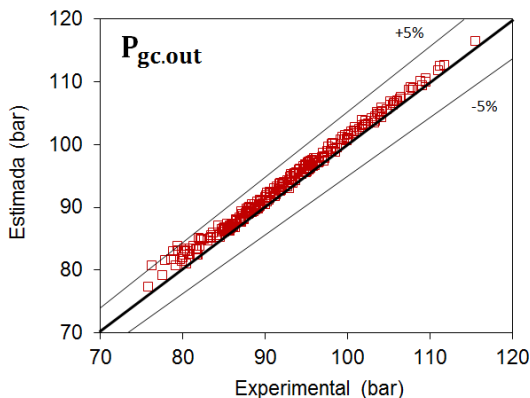


Figura F.61 – Pressão na saída do *gas cooler* estimada vs. experimental

Portanto, a taxa de transferência de calor no *gas cooler* passa a ser estimada pela correlação de Gnielinski (1976) e a perda de carga do escoamento do fluido supercrítico pela equação fundamental de Darcy-Weisbach com o fator de atrito f estimado pela correlação de Filonenko.

APÊNDICE G. TRABALHOS PUBLICADOS

Patente

- "Sistema de Refrigeração", ZIMMERMANN, Augusto José Pereira; MONTAGNER, Gustavo Portella; GONÇALVES, Joaquim Manoel; Pub. No.: WO/2009/152593, International Application No.: PCT/BR2009/000170, Publication Date: 23.12.2009. Acesso em:
<<http://patentscope.wipo.int/search/en/WO2009152593>>

Artigos apresentados em congressos:

- 9th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Sydney, Austrália, 2010
- 13rd International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, Estados Unidos, 2010
- 6° CONEM Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande, Brasil, 2010
- 23rd IIR International Congress of Refrigeration, Praga, República Tcheca, 2011
- 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Delft, Holanda, 2012
- 7° CONEM Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, São Luis, Brasil, 2012
- 14° ENCIT Congresso Brasileiro de Ciência e Engenharia Térmica, Rio de Janeiro, Brasil, 2012
- 2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain, Paris, França, 2013

